

# ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

---

## SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

### TESI DI LAUREA

In

Energetica degli edifici e Impianti Termotecnici M

### **Analisi del comportamento dinamico dei pannelli radianti a bassa inerzia e convenzionali**

CANDIDATO:

Serena Barberio

RELATORE:

Dott. Claudia Naldi

CORRELATORI:

Chiar.mo Prof. Ing. Gian Luca Morini

Ing. Federica Salvi

Anno Accademico 2019/2020

Sessione III



# INDICE

<b>1. INTRODUZIONE</b> .....	5
<b>2. RICHIAMI TEORICI</b> .....	7
2.1 IL COMFORT ALL'INTERNO DEL LOCALE .....	7
<b>3. II SOFTWARE</b> .....	16
3.1 MATLAB.....	16
3.2 SIMULINK.....	16
3.3 ALMABEST.....	17
3.4 INTRODUZIONE AD ALMABUILD.....	18
3.5 ALMABUILD: INTERFACCIA GRAFICA ED INSERIMENTO DATI .....	18
3.6 RADIATIVE MODEL.....	23
<b>4. SISTEMI RADIANTI</b> .....	26
4.1 GENERALITA' .....	26
4.2 MODELLAZIONE DI SISTEMI RADIANTI.....	27
<b>5. ZONA TERMICA DI RIFERIMENTO E CARATTERISTICHE DEI SISTEMI RADIANTI</b> .....	32
5.1 ZONA TERMICA DI RIFERIMENTO .....	32
5.2 ZONA TERMICA CON SISTEMI RADIANTI .....	35
5.2.1 SISTEMA RADIANTE A PAVIMENTO DI TIPO CLASSICO .....	44
5.2.2 SISTEMA RADIANTE A PAVIMENTO INNOVATIVO DI TIPO A e B.....	45
5.2.3 SISTEMA RADIANTE A SOFFITTO .....	46
5.3 ZONA TERMICA CON SISTEMA DOTATO DI UN RADIATORE .....	48
<b>6. ANALISI DEL COMPORTAMENTO DEI SISTEMI TRATTATI</b> .....	55
6.1 PAVIMENTI RADIANTI .....	55
6.1.1 CASO 1: SIMULAZIONE REGIME SEMI-STAZIONARIO .....	55

6.1.2 CASO 2: RIPARTENZE .....	59
6.1.3 CASO 3: SPEGNIMENTI .....	66
6.1.4 CASO 4: INGRESSO PERSONE NELLA ZONA TERMICA .....	70
6.1.5 CASO 5: AUMENTO CARICHI: APERTURA FINESTRE .....	75
6.1.6 CASO 6: SIMULAZIONI ANNUALI .....	79
6.2 SOFFITTO RADIANTE .....	96
6.2.1 CASO 1: REGIME SEMI-STAZIONARIO.....	98
6.2.2 CASO 2: RIPARTENZE .....	100
6.2.3 CASO 3: SPEGNIMENTI .....	104
6.3 RADIATORE .....	106
6.3.1 CASO 1: SIMULAZIONE SEMI-STAZIONARIA.....	106
6.3.2 CASO 2: RIPARTENZE .....	108
6.3.3 CASO 3: SPEGNIMENTI .....	110
<b>7. CONFRONTO TRA I RISULTATI.....</b>	<b>113</b>
7.1 CONFRONTO FRA SISTEMI RADIANTI A PAVIMENTO.....	113
7.2 CONFRONTO TRA DIVERSI EMETTITORI .....	114
7.2.1 TRANSITORI DI RIPARTENZE .....	114
7.2.2 TRANSITORI DI SPEGNIMENTI.....	116
<b>8. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI .....</b>	<b>119</b>
<b>9. BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>122</b>
Ringraziamenti.....	123

# 1. INTRODUZIONE

Una delle cause principali dell'inquinamento del pianeta è il riscaldamento residenziale e negli ultimi anni ciò ha posto l'attenzione sull'efficienza energetica degli edifici, al fine di realizzare involucri ed impianti sempre più performanti, che garantiscano un maggiore risparmio energetico senza rinunciare alle condizioni di benessere all'interno dei locali. Relativamente al riscaldamento invernale per edifici residenziali, ultimamente sono sempre più utilizzati e preferiti sistemi dotati di ampie superfici calde, in grado di scambiare calore con i locali per lo più tramite irraggiamento termico, rispetto a sistemi caratterizzati da uno scambio termico prevalentemente convettivo. Gli impianti che cedono energia per almeno il 50% di essa sottoforma di irraggiamento vengono denominati impianti radianti e consentono di scaldare la zona termica aumentando la temperatura delle superfici del locale, piuttosto che incrementando direttamente la temperatura convettiva dell'aria interna. Tali impianti sono tipicamente pannelli radianti a pavimento/soffitto/parete e, sfruttando una bassa temperatura superficiale del pannello ottenuta tramite un vettore termico (acqua) con un'entalpia relativamente più bassa di quella richiesta da impianti non radianti, rappresentano terminali idonei a garantire sia un risparmio energetico che condizioni di comfort termico nei locali.

In questa Tesi è trattato lo studio del comportamento dinamico di diversi sistemi radianti. In particolare, sono analizzate le condizioni di benessere termico interno e i consumi energetici ottenuti con tre diversi pavimenti radianti: un pavimento con stratigrafia classica e due pavimenti di tipo innovativo a bassa inerzia, adibiti al riscaldamento invernale di una zona termica interpiano. È stato studiato il funzionamento dell'impianto sia in condizioni stazionarie di regime, sia in situazioni di transitori tipici (accensione/spegnimento impianto, apertura di una finestra del locale, ingresso di persone nel locale), sia tramite simulazione dinamica dell'intera stagione di riscaldamento. Le prestazioni dei pavimenti radianti in termini di reattività ad una variazione di carico termico e conseguenti condizioni di comfort interno sono state confrontate sia tra loro, sia con quelle di un pannello radiante a soffitto, sia con quelle di un impianto a radiatore.

Per la creazione del modello è stato utilizzato ALMABuild, software per la simulazione dinamica di sistemi edificio-impianto realizzato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna. ALMABuild, a differenza di software commerciali di simulazione dinamica quali TRNSYS, è in grado di calcolare la distribuzione tridimensionale della temperatura radiante all'interno della zona termica, permettendo quindi la valutazione

spaziale delle condizioni di comfort termico. All'interno di Simulink, tool di Matlab in cui è sviluppato ALMABuild, sono state avviate diverse simulazioni con le varie tipologie di impianto di riscaldamento considerate. I risultati di ogni simulazione hanno permesso di osservare le condizioni di benessere garantite nel locale dai diversi impianti.

Il capitolo 2 richiama la teoria alla base dello studio del comfort all'interno del locale, valutato secondo la normativa UNI EN 7730. Nel capitolo 3 è descritto il software ALMABuild, evidenziandone le principali caratteristiche e soffermandosi sul modello radiativo, ovvero quello scelto per la descrizione del locale. Il capitolo 4 presenta una descrizione dei sistemi radianti e della loro modellazione in ALMABuild, mentre il capitolo 5 descrive l'implementazione della zona termica di riferimento e dei sistemi di riscaldamento considerati nella tesi. Nel capitolo 6 sono riportate tutte le simulazioni effettuate, ognuna con la propria modellazione e i propri risultati. Nel capitolo 7 sono riportati i confronti effettuati fra i sistemi radianti a pavimento durante le simulazioni stagionali in termini di comfort, consumi energetici e tempi caratteristici dei pannelli; è inoltre riportato un confronto fra le condizioni di benessere ottenute con tutti i diversi terminali considerati (pavimenti radianti, soffitto radiante e radiatore) nei transitori di riaccensione e di spegnimento dell'impianto.

## 2. RICHIAMI TEORICI

### 2.1 IL COMFORT ALL'INTERNO DEL LOCALE

Il benessere termoigrometrico (*thermal comfort*) è definito dalla normativa UNI EN 7730 e deriva dal concetto di comfort termico globale, il quale rappresenta la condizione tale per cui l'energia interna del corpo umano, in un bilancio complessivo, non varia; tale condizione corrisponde a quella psicofisica in cui il soggetto è soddisfatto dell'ambiente in cui si trova. Si definisce microclima l'insieme dei parametri fisici ambientali che caratterizzano l'ambiente locale, mentre si considerano come parametri individuali l'attività metabolica e l'abbigliamento del soggetto ospitante l'ambiente: i parametri ambientali insieme a quelli individuali determinano gli scambi termici fra l'ambiente stesso e gli individui presenti, cosicché si riesca a determinare il benessere termoigrometrico caratteristico. È importante, ad esempio, valutare il microclima nei luoghi di lavoro per verificare se l'ambiente risulta essere adeguato alle attività lavorative che l'individuo deve svolgere in quel luogo oppure possano comprometterne lo stato di salute e la sicurezza.

I parametri relativi all'uomo, come preannunciati, sono:

- Il dispendio energetico metabolico: rappresenta l'insieme delle attività relative al metabolismo basale (processi vitali interni) e di tutte quelle attività necessarie a svolgere processi esterni, del tipo lavoro manuale e/o intellettuale o attività fisiche generali del corpo; spesso il metabolismo energetico viene espresso in met (1 met = 58.5 W/m<sup>2</sup>). Si riportano alcuni di valori del metabolismo energetico in funzione dell'attività svolta nella tabella seguente.

**Tabella 1:** valori del metabolismo energetico in funzione dell'attività svolta [2].

ATTIVITA'	W/m <sup>2</sup>	met
Disteso a riposo	46	0.8
Seduto, rilassato	58	1.0
Attività sedentaria	70	1.2
In piedi: attività leggera	93	1.6
In piedi: attività media	116	2.0
In piedi: attività pesante- camminare 2 km/h	110	1.9
In piedi: attività pesante- camminare 3 km/h	140	2.4
In piedi: attività pesante- camminare 4 km/h	165	2.8

- Le proprietà termofisiche dell'abbigliamento dell'occupante: rappresentano i parametri che incidono sullo scambio termico fra la pelle dell'individuo e l'ambiente esterno, determinando la temperatura superficiale che raggiunge una persona vestita; tali proprietà dipendono dal tipo di attività, dal "decoro" richiesto ed è funzione della stagione, quindi della temperatura esterna, e non possono essere controllate, si possono solo dare delle indicazioni.

I parametri, invece, ambientali sono i seguenti:

- La temperatura dell'aria;
- L'umidità relativa dell'aria;
- La temperatura media radiante;
- La velocità dell'aria.

La temperatura dell'aria e l'umidità relativa dell'aria in ambiente sono funzione della stagione e, quindi, della temperatura esterna. La velocità relativa dell'aria in ambiente dipende dalla tipologia di impianto e dalla qualità della distribuzione dell'aria in ambiente.

La temperatura media radiante, al contrario delle altre che possono essere controllate con un impianto di climatizzazione, non dipende da quest'ultimo ma dalle temperature superficiali delle superfici presenti all'interno dell'ambiente. Di conseguenza, risulta essere complesso misurarla e controllarla, ma è necessario farlo perché influisce molto sulle condizioni di comfort, soprattutto quando si hanno casi di disuniformità delle temperature superficiali tra le superfici interne.

La temperatura media radiante (TMR) è definita come la media pesata delle temperature di tutte le superfici interne al locale, tutte elevate alla quarta, viste da un punto preso come riferimento (per esempio quello in cui è posizionato il sensore), utilizzando come pesi i fattori di vista relativi tra ogni singola superficie e il punto (3). La relazione che descrive la TMR nel punto j-esimo preso come riferimento, considerando un numero n di superfici circostanti, è la seguente:

$$TMR_j^4 = \sum_{i=1}^n T_i^4 F_{ij} \quad (\text{K}) \quad (1)$$

Il fattore di vista di una superficie i-esima rispetto ad un punto j-esimo, come si evince dal suo ruolo di "peso" nel calcolo della temperatura media radiante, dà un'idea di quanto la temperatura superficiale di tale superficie influisce sulla TMR in quel punto. Allo stesso modo,



a parità di fattori di vista, ciò che influisce maggiormente tale temperatura è la superficie con una temperatura maggiore.

Per avere una descrizione più adeguata della temperatura media radiante nell'ambiente occupato, si scelgono più punti in cui si calcola la TMR, attraverso fattori di vista relativi a quei punti, in modo da ottenere un'approssimata distribuzione spaziale della Temperatura media radiante.

Una volta ottenuta la temperatura media radiante, è possibile ottenere la temperatura operativa, ovvero la reale temperatura avvertita da una persona che occupa l'ambiente. Questa risulta essere la media pesata della temperatura dell'aria ambiente e della temperatura media radiante, i cui pesi sono le conduttanze di scambio, rispettivamente, per convezione e per irraggiamento,  $h_c$  e  $h_r$ . Si definisce la temperatura operativa con la seguente formula:

$$T_o = \frac{h_c T_a + h_r T_{MR}}{h_c + h_r} \quad (^\circ\text{C}) \quad (2)$$

I due termini  $h_c$  e  $h_r$  possono essere calcolati per mezzo di relazioni sperimentali o possono essere recuperati dalla letteratura. I valori di questi coefficienti, però, sono molto simili fra loro quando si è in condizioni di velocità dell'aria ridotta, soggetti con metabolismo energetico basso e differenza  $|T_{MR} - T_{cl}| < 4 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_{cl}$  rappresenta la temperatura del corpo umano vestito). Di conseguenza, si può considerare una relazione approssimata della temperatura operativa che prevede la media aritmetica tra la temperatura media radiante e la temperatura dell'aria:

$$T_o = \frac{T_a + T_{MR}}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3)$$

Dati i parametri individuali ed ambientali, la norma UNI EN 7730 individua due indici di livelli di *comfort* (che nascono dalle relazioni fra il funzionamento del corpo umano e la sensazione di benessere termico): il PMV (*Predicted Mean Vote*) e il PPD (*Percentage of Person Dissatisfied*).

Il primo indice, PMV, fu ricavato da Fanger nel 1970 sulla base di sperimentazioni condotte in camera climatica su circa 1300 soggetti, vestiti allo stesso modo, opportunamente selezionati e preparati, che svolgevano tutti la stessa attività. L'indice PMV, ovvero il "voto medio previsto", è attualmente normato dalla UNI EN ISO 7730 e rappresenta la valutazione dello stato di benessere di una persona occupante il luogo di interesse, tenendo conto di variabili sia ambientali che soggettive. È definito, esattamente, come "un indice che predice il valore medio di comfort tramite i voti di un ampio gruppo di persone sulla scala di sensazione termica a 7

valori, basato sul bilancio di energia del corpo umano. Il bilancio termico è soddisfatto quando la produzione di energia all'interno del corpo è uguale alla perdita di energia verso l'ambiente".

Di fatto, si tratta di una funzione matematica che dà come risultato un valore numerico che può oscillare dal limite inferiore -3 (indice che rappresenta una sensazione di molto freddo) a quello superiore +3 (indice che rappresenta una sensazione di molto caldo).

**Tabella 2:** tabella della valutazione del PMV in funzione alla sensazione provata [2].

Voto	Sensazione
-3	Molto freddo
-2	Freddo
-1	Leggermente freddo
0	Né caldo né freddo
1	Leggermente caldo
2	Caldo
3	Molto caldo

Da notare che  $PMV = 0$  rappresenta lo stato di benessere termico. L'espressione matematica rappresentante il calcolo del PMV è la seguente:

$$PMV = 0.303e^{-0.036M} + 0.028\{(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3}[5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \cdot 10^{-5}M(5867 - p_a) - 0.0014M(34 - T_a) - 3.96 \cdot 10^{-8}f_{cl}[(T_{cl} + 273)^4 - (T_{MR} + 273)^4] - f_{cl}h_c(T_{cl} - T_a)\} \quad \text{con } v_{air} \in [0;1] \text{ m/s} \quad (4)$$

Dove:

- $M$  è il metabolismo energetico dell'occupante ( $W/m^2$ ), il quale dipende dall'attività che svolge in quell'ambiente l'individuo, come visto nella tabella 1;
- $W$  è la potenza meccanica che il corpo cede all'ambiente ( $W/m^2$ );
- $f_{cl}$  (fattore di area dell'abbigliamento), tiene conto della tipologia di abbigliamento dell'individuo che è funzione del sesso dell'occupante e della stagione. La relazione matematica utilizzata per ottenere tale fattore dipende dal valore dell'isolamento del vestiario  $I_{cl}$  ( $m^2K/W$ ) nel seguente modo:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.290 I_{cl} & I_{cl} < 0.0078 \\ 1.05 + 0.645 I_{cl} & I_{cl} > 0.0078 \end{cases} \quad (5)$$

**Tabella 3:** Valori di  $I_{cl}$ ,  $R_{cl}$ ,  $f_{cl}$  in funzione alla stagione, al sesso e alla tipologia di abbigliamento dell'occupante [2].

		$I_{cl}$ [clo]	$R_{cl}$ [m <sup>2</sup> °C/W]	Coefficiente d'area $f_{cl}$
<b>Estate</b>	<b>Donna: abbigliamento leggero</b>	0,22	0,034	1,044
	<b>Donna: abbigliamento medio</b>	0,34	0,053	1,068
	<b>Uomo in maglia senza maniche</b>	0,34	0,053	1,068
	<b>Uomo in camicia</b>	0,50	0,078	1,100
	<b>Uomo in giacca e cravatta</b>	0,75	0,116	1,125
<b>Mezza stagione</b>	<b>Donna</b>	0,98	0,152	1,148
	<b>Uomo</b>	1,05	0,163	1,155
<b>Inverno</b>	<b>Donna</b>	1,22	0,189	1,172
	<b>Uomo in giacca</b>	1,21	0,188	1,171
	<b>Entrambi con maglione</b>	1,46	0,226	1,196

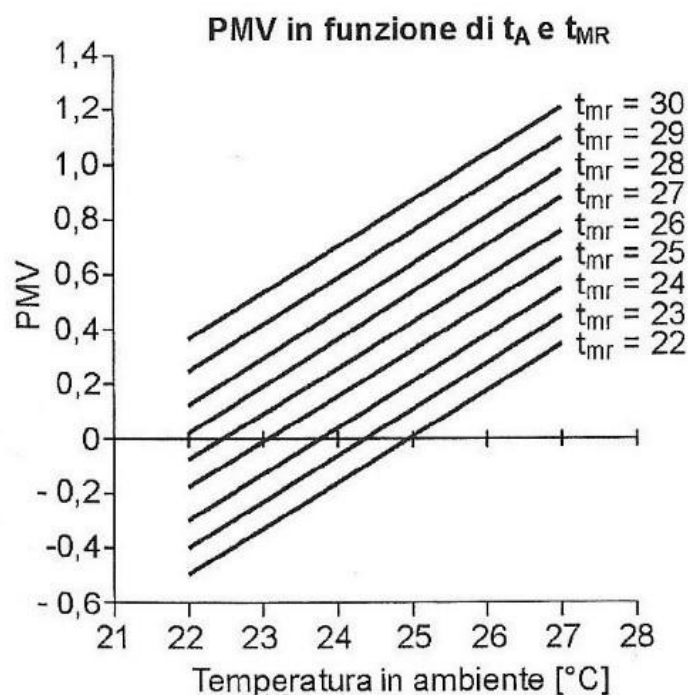
- $v_{air}$  è la velocità dell'aria nell'ambiente considerato (m/s);
- $p_a$  è la pressione parziale del vapore d'acqua nell'aria (Pa);
- $T_{cl}$  infine rappresenta la temperatura del corpo umano vestito in °C, che si può ottenere attraverso un processo iterativo a partire dalla temperatura media radiante e da quella dell'aria. Tale processo iterativo si basa sulla seguente formula:

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl}\{3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl}[(T_{cl} + 273)^4 - (T_{MR} + 273)^4] + f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a)\} \quad (6)$$

- $h_c$  è il coefficiente di scambio di calore per convezione per una persona, funzione della temperatura del corpo umano vestito, della temperatura dell'aria e della velocità dell'aria:

$$h_c = \begin{cases} 2.38|T_{cl} - T_a|^{0.25} & \text{se } 2.38|T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{air}} \\ 12.1\sqrt{v_{air}} & \text{se } 2.38|T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{air}} \end{cases} \quad (7)$$

A questo punto, è possibile, attraverso queste espressioni matematiche, graficare l'andamento del PMV in funzione della temperatura dell'aria ambiente e della temperatura media radiante (misurata da un sensore in punto preso come riferimento), entrambe in °C, tenendo invece fissati gli altri parametri. L'andamento è mostrato nella seguente figura:

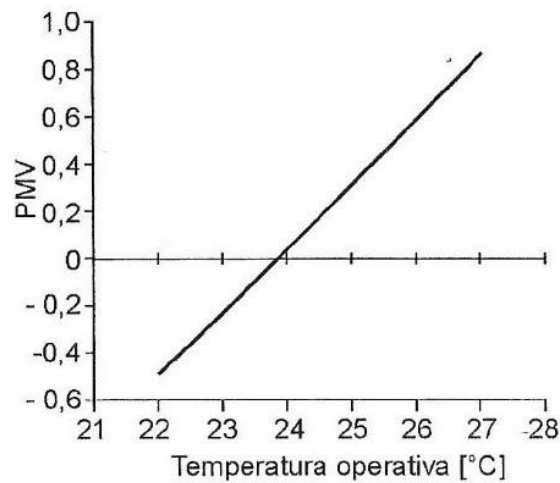


**Figura 1** : andamento di PMV in funzione della temperatura dell'aria e della temperatura media radiante [2].

Osservando la figura precedente, si può notare come il PMV, se si fissa una delle due temperature, vari molto al variare dell'altra temperatura e che si annulla per più coppie di  $T_a$  e  $T_{MR}$ . In particolare, considerato l'oggetto di questa Tesi, è importante notare come, fissata la temperatura dell'aria, la temperatura media radiante gioca un ruolo importante sul valore di PMV e, di conseguenza, le variazioni delle temperature superficiali delle superfici del locale considerato (soprattutto quella del pavimento in questo caso) influenzano molto l'andamento di PMV.

Osservando la figura seguente, invece, si può notare come esista una sola temperatura operativa tale da annullare il PMV (tenendo costanti tutti gli altri parametri, quindi metabolismo, umidità dell'aria e indice relativo all'abbigliamento). È importante aggiungere che, nonostante ci siano più coppie di temperatura ambiente e temperatura media radiante che danno il valore della temperatura operativa ottimale, per avere una condizione di benessere ottimale i due valori di  $T_a$  e  $T_{MR}$  devono assumere valori simili tra loro, tale da ottenere una differenza tra le due molto limitata. Ciò perché una differenza elevata tra i due valori assunti creerebbe del *discomfort* all'interno del locale considerato, poiché risulta percettibile la differenza tra le due temperature.

PMV in funzione di  $t_o$



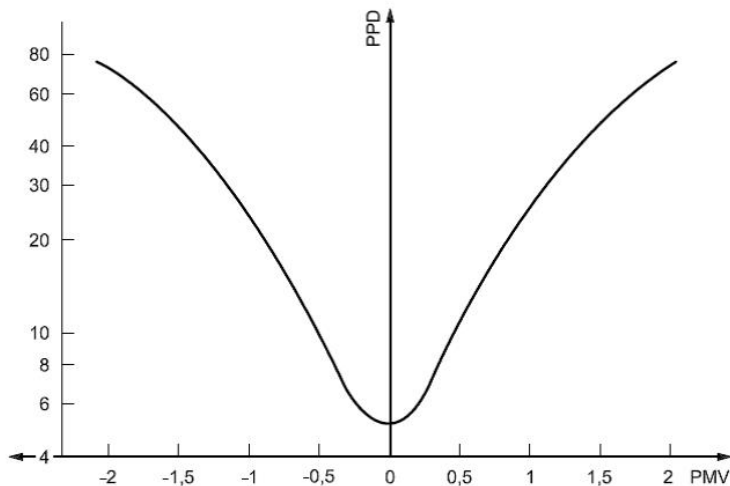
**Figura 2:** andamento di PMV in funzione della temperatura operativa [2].

Il secondo indice proposto dalla UNI EN 7730 è il PPD, il quale esprime la percentuale di persone insoddisfatte in un determinato ambiente, dato il valore di PMV. Tale indice, quindi, si accoda al primo, poiché quest'ultimo non è un dato completamente oggettivo, infatti si è visto, con l'esperienza, come voti di singoli individui si discostano dal valore medio ottenuto matematicamente.

Il PPD può essere calcolato attraverso la seguente relazione:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0.3353(PMV)^4 - 0.2179(PMV)^2} \quad (8)$$

Portando al limite questa relazione, notiamo che anche se siamo in condizioni ottimali, quindi  $PMV=0$ , il valore di PPD non si annulla ma si assesta al 5%, sottolineando il fatto che ci sarà sempre almeno il 5% di insoddisfatti. L'andamento del PPD è raffigurato nella seguente figura:

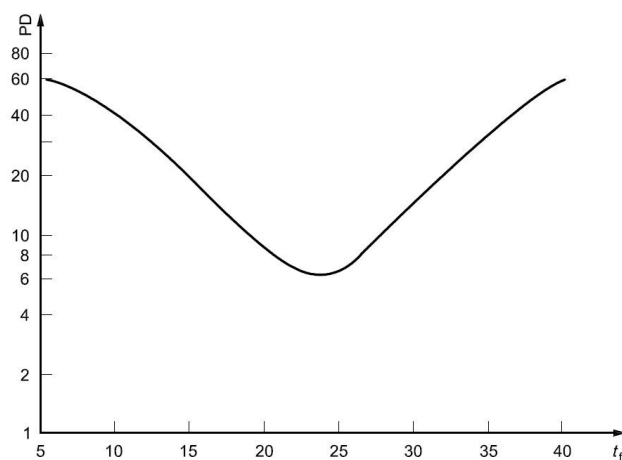


**Figura 3:** andamento del PPD in funzione di PMV [2].

Le condizioni di comfort globale definite con gli indici PPD e PMV non sono abbastanza per essere certi di ottenere una condizione di benessere termoigrometrico completa di un ambiente, poiché vanno considerate delle situazioni che inducono *discomfort* termico localizzato. Le cause più rilevanti che inducono *discomfort* locale sono quattro e sono le seguenti:

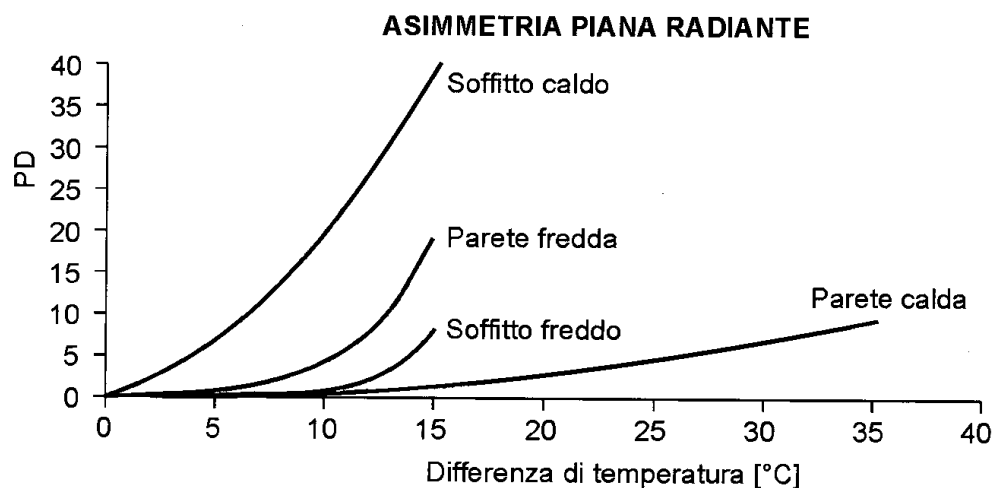
- velocità dell'aria elevate (presenza di correnti d'aria);
- un'elevata differenza verticale della temperatura dell'aria, che provoca la sensazione di caldo alla testa e freddo ai piedi;
- presenza di pavimento troppo caldo o troppo freddo, tipica dei locali in cui si ha riscaldamento o raffreddamento a pavimento. La PPD in funzione della temperatura superficiale del pavimento  $t_p$  è la seguente:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-1.387+0.118t_p-0.025t_p^2} \quad (9)$$



**Figura 4:** andamento di PPD in funzione della temperatura del pavimento [2].

- un'elevata asimmetria della temperatura media radiante, causata da presenza di superfici con temperature medie radianti molto diverse fra loro, per esempio in presenza di superfici ampie vetrate, oppure con pareti attive come pavimenti radianti. I casi in cui si può avere asimmetrie radianti sono quattro e cioè quando vi è la presenza di parete calda, di parete fredda, di soffitto caldo o di soffitto freddo. Le equazioni per calcolare la percentuale di insoddisfatti sono riportate nella norma UNI EN ISO 7730 e sono diverse fra loro, come si può notare dalla loro rappresentazione grafica in figura 5.



**Figura 5:** andamenti delle percentuali di insoddisfatti in funzione della differenza di temperatura per 4 diversi casi [2].

La norma UNI EN ISO 7730 classifica, inoltre, gli ambienti dal punto di vista termico in 3 categorie, in funzione della percentuale di insoddisfatti, permettendo di definire classi diverse di qualità a seconda delle destinazioni d'uso dell'ambiente. Per rientrare in ogni singola categoria, bisogna soddisfare tutti i requisiti che sono definiti nella tabella seguente.

**Tabella 4:** classi di comfort termico secondo la norma UNI EN ISO 7730 [2].

Categoria	Comfort globale		Discomfort localizzato			
	PPD	PMV	DR	PD		
			Correnti d'aria	Gradiente verticale	Pavimento caldo o freddo	Asimmetria radiante
<b>A</b>	<6%	-0,2 < PMV < 0,2	< 10	< 3	< 10	< 5
<b>B</b>	<10%	-0,5 < PMV < 0,5	< 20	< 5	< 10	< 5
<b>C</b>	<15%	-0,7 < PMV < 0,7	< 30	< 10	< 15	< 10

## 3. II SOFTWARE

### 3.1 MATLAB

Matlab (abbreviazione di *MATrix LABORatory*) è un sistema interattivo ed un linguaggio di programmazione per il calcolo tecnico e scientifico, utilizzato per applicazioni di analisi numerica e per la simulazione di sistemi dinamici. MATLAB consente di manipolare matrici, visualizzare funzioni e dati, implementare algoritmi, creare interfacce utenti ed interfacciarsi con altri programmi. Tale software ha un'interfaccia caratterizzata da tre parti: *Workspace*, *Command Window*, *Current Directory*.

Il *Workspace* è lo spazio di lavoro dove sono presenti le variabili caricate dall'utente ed utilizzate, correlate di valore e formato. Tramite tale spazio, si possono assegnare nuove variabili o caricarne altre appartenenti a file esterni. Il *Command Window* è il luogo in cui l'utente si interfaccia direttamente con il software scrivendo i comandi e visualizza i risultati richiesti. Attraverso il *Current Directory* è possibile trovare file compatibili con l'ambiente Matlab nelle cartelle presenti nell'hard disk per poterli aprire ed utilizzare.

Tra le tante cose che si possono fare in Matlab di particolare importanza è la possibilità di creare "script" che altro non sono che una sequenza di istruzioni Matlab, nella forma in cui si scriverebbero dalla linea attiva della finestra di *Command*. Utilizza tutte le variabili già definite prima e, al termine dell'esecuzione, tutte le eventuali modifiche sono visibili all'esterno.

### 3.2 SIMULINK

Simulink è un software per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici, nonché un toolbox di Matlab, costruito utilizzando i comandi di Matlab. Tale programma ha una serie di vantaggi, tra i quali: ha un'interfaccia grafica; possiede un'elevata flessibilità nella variazione del progetto; riduce i tempi di progetto; condivide con Matlab tutte le variabili definite nel workspace.

Tale software è caratterizzato da una serie di blocchi da connettere fra loro. Questi blocchi identificano dei sistemi dinamici lineari e non lineari, i quali descrivono il sistema di cui si vuole eseguire una certa simulazione. Ciascun blocco è contenuto nella libreria del software o in librerie esterne ad esso, per esempio le librerie Carnot e ALMABEST, e compie una funzione particolare. Tali blocchi sono caratterizzati da ingressi, uscite e da stati interni; tali ingressi e uscite possono essere sia vettoriali che scalari. Con l'ausilio di questi blocchi l'utente può costruire il modello a blocchi del sistema in esame, collegando i blocchi tra loro, attraverso le



entrate e le uscite, dopo aver inserito i valori dei parametri che caratterizzano ogni singolo blocco, rendendo il modello il più possibile simile al sistema simulato. A questo punto, Simulink genera automaticamente le equazioni differenziali ordinarie che legano i diversi blocchi, risolvendo il problema numerico su cui si basa il sistema. Tale risoluzione avviene mediante tecniche di integrazione numerica, caratterizzate da passi di integrazione fissi o variabili: nel caso di passi fissi, lo “*step size*” è costante, inoltre più questo valore è piccolo più il risultato della simulazione risulta essere più accurato, rendendo però la simulazione sempre meno breve; in caso di passi variabili, lo “*step size*” non è più fisso, ma il suo valore varia rimanendo sempre quello ottimale durante la simulazione.

Attraverso le librerie interne ed esterne al programma è possibile costruire sistemi di diversa natura e di diversa complessità, grazie alla caratteristica fondamentale del programma, ovvero la modularità. È possibile, infatti, descrivere un sistema complesso attraverso dei sottosistemi che a loro volta sono composti da sottosistemi sempre meno complessi, fino ad arrivare a blocchi elementari, ottenendo così un sistema finale caratterizzato da una struttura ramificata le cui estremità sono costituite da blocchi elementari. Tutto ciò rende più flessibile il sistema alle modifiche.

Nelle librerie sono presenti diversi blocchi ed è possibile creare nuove librerie con blocchi modellati a piacere, capaci di simulare particolari componenti.

### 3.3 ALMABEST

ALMABEST è un software realizzato all'interno del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna, con lo scopo di simulare impianti ed edifici complessi e totalmente definibili dall'utente.

È costituito da due componenti: ALMABuild e ALMAHVAC. ALMABuild è la componente del software che si occupa delle caratteristiche geometriche e termo-fisiche dell'edificio, quindi l'orientamento, la stratigrafia, la località, ecc. ALMAHVAC, invece, si occupa dell'impianto. Entrambi sono software costituiti in ambiente Simulink e Matlab.

Esiste anche una libreria, ALMABEST\_Lib, da cui i su scritti software recuperano i blocchi da utilizzare nella modellazione dell'impianto. Anche in questo caso, tale libreria è costituita da due “sotto-librerie”, ALMABuild e ALMAHVAC.

### 3.4 INTRODUZIONE AD ALMABUILD

Il software ALMABuild ha un'interfaccia grafica che consente di modellare un edificio in tutte le sue componenti per la simulazione dinamica a partire da blocchi provenienti dalla libreria omonima. Il programma, implementato su Matlab, permette di ricreare l'edificio in maniera completa su Simulink, considerando i possibili piani presenti e le diverse zone termiche.

Preso un edificio di cui si vuole conoscere il comportamento delle componenti di involucro e delle variabili termofisiche che caratterizzano gli ambienti durante variazioni delle condizioni climatiche esterne e delle condizioni interne agli ambienti, ALMABuild permette all'utente di avviare delle simulazioni dinamiche per analizzare tale comportamento energetico, dopo aver inserito nel software tutte i parametri geometrici e fisici che caratterizzano l'edificio stesso. In più, dopo aver creato il modello dell'edificio, è possibile considerare l'eventuale impianto presente per controllarne e analizzarne il comportamento.

Attraverso tale programma è possibile sia creare un nuovo progetto sia modificarne uno precedente. Partendo, infatti, da blocchi base si riesce a simulare il comportamento energetico dell'edificio attraverso la sua modellazione utilizzando equazioni caratterizzanti e ciò rende facile apportare modifiche al progetto in qualsiasi momento.

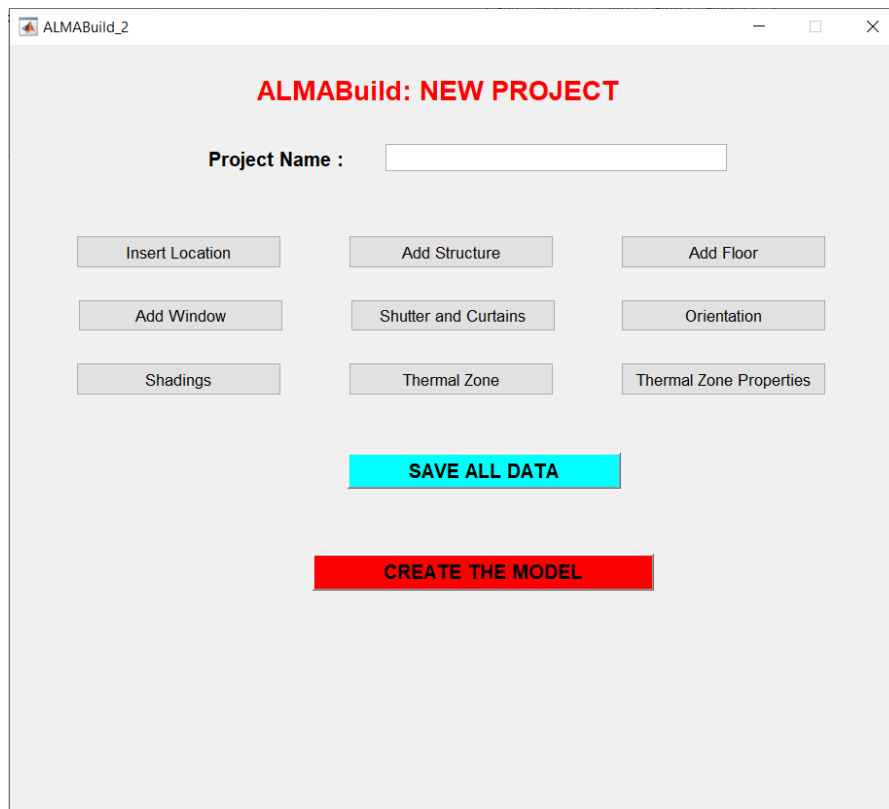
Una delle caratteristiche fondamentali di tale software riguarda il valore del “*time step*” che caratterizza le simulazioni dinamiche: esso, infatti, sfrutta la potenzialità di Simulink di adottare un *time step* variabile, ossia gestisce tale valore autonomamente in base alla necessità o meno di avere risultati più accurati durante il periodo di calcolo.

Un'altra caratteristica importante, che rende l'utilizzo di ALMABuild istintivo, è data dall'interfaccia grafica del programma. Attraverso questa, l'utente può facilmente inserire passo dopo passo tutte le caratteristiche geometriche e fisiche dei singoli elementi di involucro, ovvero pareti esterne, finestre, pavimenti, ecc., utili a modellare il sistema che simula l'edificio in esame attraverso blocchi provenienti dalla libreria omonima. La costruzione di tali blocchi base e il collegamento fra essi, oltre che i parametri richiesti dai singoli, si basano sulla necessità di risolvere il problema numerico che descrive il comportamento energetico dell'edificio in questione.

### 3.5 ALMABUILD: INTERFACCIA GRAFICA ED INSERIMENTO DATI

Una volta digitato sulla *Command Window* di Matlab “ALMABEST”, si apre una schermata in cui l'utente può decidere di usare ALMABuild o ALMAHVAC. Una volta aperto

ALMABuild e scelto l'opzione "NEW PROJECT", la schermata che si ottiene è quella in figura 6 . Grazie a questa guida, l'utente può costruire il modello dell'edificio inserendo tutte le informazioni utili richieste dal software attraverso le caselle presenti.



**Figura 6:** schermata iniziale del software ALMABuild.

Gli elementi presenti nell'interfaccia sono:

- “*Insert Location*”: attraverso questo comando si inserisce la località in cui è collocato l'edificio; in questo modo si ottengono i dati climatici che descrivono come varia l'ambiente esterno tipicamente in quella località durante l'anno. I dati considerati sono medi orari, provenienti dalla libreria “Meteonorm” oppure da quella “UNI 10349-1:2016” (la prima ha un numero limitato di località rispetto alla seconda che invece possiede dati di tutte le province italiane) e sono: Temperatura esterna ( $^{\circ}\text{C}$ ); pressione parziale del vapore (Pa); umidità relativa; velocità del vento (m/s); radiazione solare diretta sul piano orizzontale ( $\text{W}/\text{m}^2$ ); radiazione solare diffusa sul piano orizzontale ( $\text{W}/\text{m}^2$ ); latitudine e longitudine.
- “*Add structure*”: con questo l'utente può aggiungere tutte le diverse strutture murarie presenti nell'edificio che possono essere muri (o porte) esterni, muri interni (divisori fra zone termiche appartenenti all'edificio), partizioni interne (muri interni ad una

singola zona termica), soffitto verso l'esterno, soffitti/pavimenti interpiano. Nell'aggiungere le singole strutture, ALMABuild richiede la stratigrafia ordinata del componente (per ogni strato sono necessari lo spessore (cm), la conducibilità termica (W/mK), densità ( $\text{kg/m}^3$ ), capacità termica (J/kgK)), l'emissività e il coefficiente di assorbimento della radiazione solare del componente sia del lato esterno sia del lato interno. Una volta inserito tutto, il programma calcola lo spessore complessivo e la trasmittanza totale della struttura. È possibile, in caso di parete attiva (per esempio una parete radiante) inserire tale informazione, specificando il numero dello strato della parete in cui si ha il nodo attivo.

- “*Add Floor*”: qui si inseriscono i dati relativi al pavimento dell'edificio solo se questo risulta essere contro terra, infatti in questo caso si richiede l'informazione sulla presenza o no di falde sotterranee (in caso affermativo, si richiede la velocità dell'acqua e la sua profondità), lo spessore dei muri esterni e la trasmittanza lineica del pavimento, in più tutte le informazioni riguardo la stratigrafia come nel caso delle strutture murarie su descritte e l'emissività e il coefficiente di assorbimento della radiazione solare lato interno; tutto ciò è necessario per calcolare la trasmittanza equivalente del pavimento sul terreno  $U_{eq}$  ( $\text{W/Km}^2$ ) secondo la norma UNI EN ISO 13370. Anche qui, in caso di parete attiva, si può inserire il numero dello strato attivo del pavimento.
- “*Add Window*”: i componenti trasparenti vengono inseriti attraverso questo elemento, in cui si richiede, per ogni singolo componente, la tipologia del vetro (se singolo, doppio o triplo) e la trasmittanza termica complessiva dalla finestra ( $U_w$ , ottenuta a partire da  $U_g$  del vetro e  $U_f$  del telaio, seguendo la norma UNI EN 10077), oltre ad una serie di proprietà caratterizzanti tutta la struttura trasparente: proprietà ottiche, proprietà del gas presente tra due vetri (nel caso di vetro doppio e triplo), proprietà del vetro, proprietà del telaio (vedi Figura 7).

ALMABuild\_Finestre

**ALMABuild : WINDOW**

Name

Outdoor convective heat transfer depending on wind velocity

U value  W/(m<sup>2</sup> K) Number of panes

**OPTICAL PROPERTIES**

	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	Hemis
Tsol											
Abs1											
Abs2											
Abs3											
Rfsol											
Rbsol											

**GAS PROPERTIES**

	Thick [mm]	Cond [W/m K]	dCond *10 <sup>-5</sup>	Visc [kg/m s] *10 <sup>-5</sup>	dVisc *10 <sup>-8</sup>	Dens [kg/mc]	dDens	Pr	dPr [1/K]
Gap1									
Gap2									

**GLASS PROPERTIES**

	Glass 1	Glass2	Glass 3
Emissivity Front			
Emissivity Back			
Thickness [mm]			
Conduc. [W/m <sup>2</sup> K]			

**FRAME PROPERTIES**

	Frame
F factor[%]	
Uframe	
Abs	
Emis	

**Figura 7 :** GUI relativa ai componenti trasparenti.

- “*Shutter and Curtains*”: qui è possibile inserire dati ed informazioni nel caso ci siano tende e/o otturatori.
- “*Shadings*”: con questo elemento l’utente può dare ulteriori informazioni al software riguardo possibili ombreggiamenti da parte di oggetti esterni all’edificio, che non appartengono al gruppo precedente.
- “*Thermal Zone*”: qua l’utente può specificare manualmente il numero di piani presenti nell’edificio oppure importare dei file .idf che descrivono la struttura dell’edificio. Nel caso di procedimento manuale, l’utente deve specificare il numero di piani presenti e definire le zone termiche localizzandole nel proprio piano.
- “*Thermal Zone Proprieties*”: dopo aver definito le singole zone termiche, si può con questo elemento definirne le proprietà. Per ogni zona termica, il programma richiede il volume interno in m<sup>3</sup>, la temperatura dell’aria iniziale (°C), gli apporti interni, se presenti, i dati riguardo i ricambi d’aria per il calcolo della ventilazione e i dati riguardanti i ponti termici della zona termica. A questo punto, ALMABuild consente di scegliere quattro diversi modelli di descrizione della zona termica: *Simple model*, *Radiative model*, *Convective model*, *Fully detailed model* (in questa tesi hanno

particolare rilevanza i primi due). In base a tale scelta, il programma modellerà la zona termica in quattro diversi modi.

*Simple model*: è il modello più semplice e consiste nella valutazione della temperatura sia convettiva che radiativa della zona termica considerando un unico nodo per la zona termica.

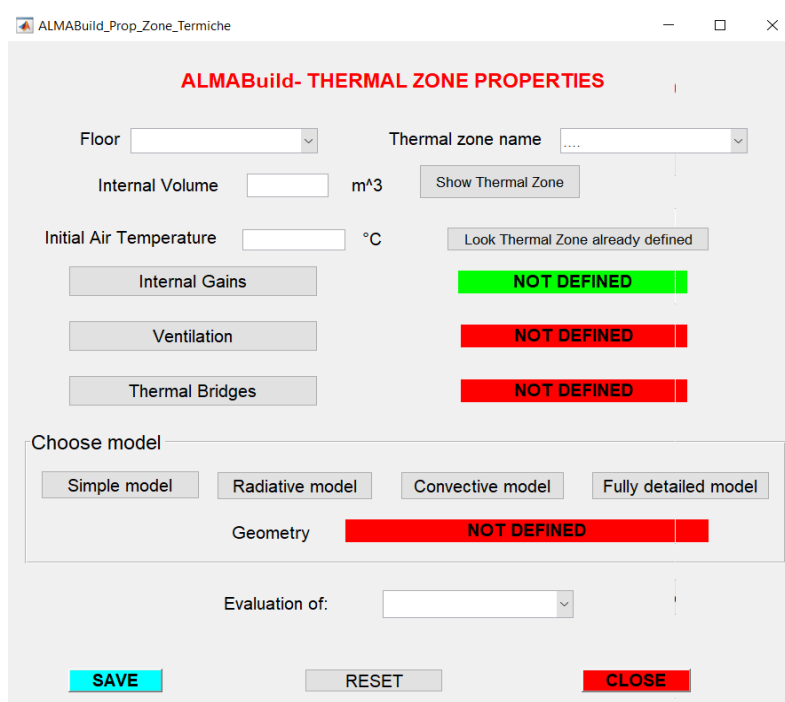
*Radiative model*: è utilizzato per la stima della distribuzione spaziale della temperatura radiativa nella zona termica.

*Convective model*: come quello precedente, è utilizzato per determinare la distribuzione spaziale della temperatura convettiva dell'aria, tenendo conto dei flussi convettivi dell'aria all'interno della zona termica.

*Fully detailed model*: modello utilizzato quando si richiede una distribuzione spaziale sia della temperatura convettiva che di quella radiativa dell'aria nella zona termica.

Dopo aver scelto il modello, l'utente può definire la geometria della zona termica e la posizione e l'orientamento di ogni singolo elemento presente nella zona termica (finestre, pareti, ecc..). In questo modo, si riesce a descrivere completamente ognuna delle zone termiche previste nell'edificio in esame.

Si può, infine, scegliere, attraverso un menù a tendina, se calcolare tramite il modello della zona termica la temperatura interna del locale (in presenza o meno di un impianto di condizionamento) oppure la potenza ideale che un sistema di condizionamento deve produrre affinché si abbia nella zona termica un dato profilo di temperatura.

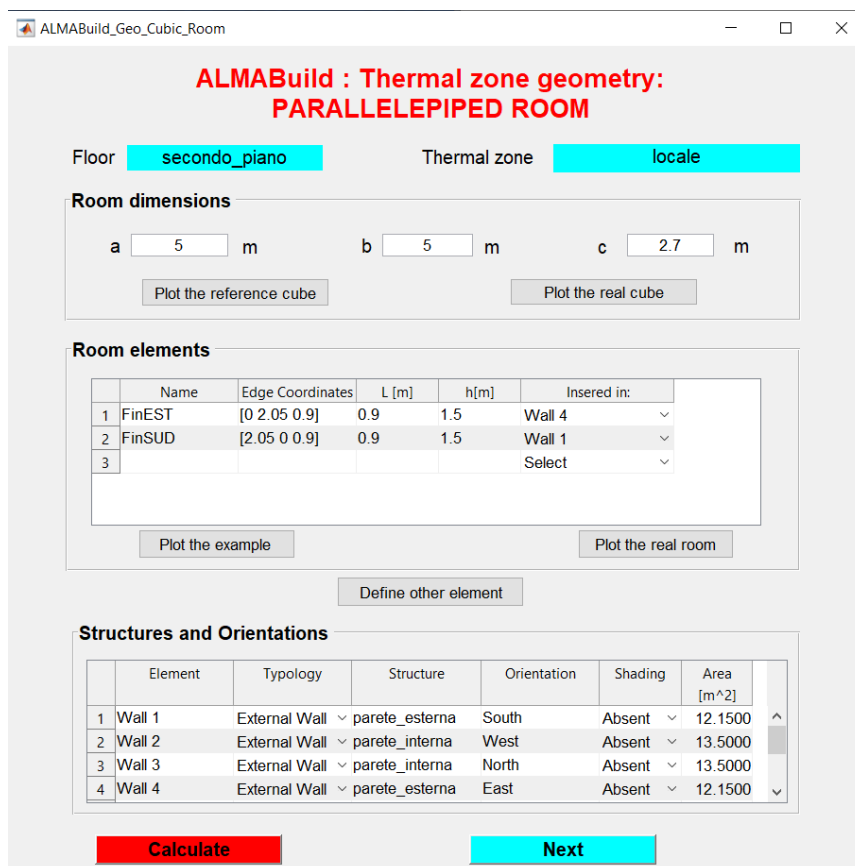


**Figura 8:** GUI di ALMABuild relativa alle proprietà della zona termica.

Una volta inseriti tutti i dati necessari per descrivere l'edificio attraverso gli elementi dell'interfaccia di ALMABuild, si salva tutto e si avvia la creazione del modello. Il software, a questo punto, salva nella sezione “*Current Folder*” due file *.mat*: *Ambient\_Data.mat*, in cui sono presenti tutte le informazioni riguardo l'aspetto climatico della località in cui è posizionato l'edificio, e *Building\_Data.mat*, in cui sono elencati tutti i dati geometrici, fisici di ogni elemento e, in più, tutte le informazioni necessarie per descrivere in modo completo tutte le zone termiche. Il modello dell'edificio, infine, si aprirà come progetto Simulink, caratterizzato da blocchi descritti da parametri salvati nei due file *.mat* appena citati.

### 3.6 RADIATIVE MODEL

In questo paragrafo si fa un approfondimento sul modello Radiativo appena visto. Questo è utilizzato, come detto in precedenza, quando si ha l'interesse di monitorare la distribuzione spaziale della temperatura radiante all'interno della zona termica considerata. Rispetto, quindi, al modello semplice, per cui basta semplicemente definire e caratterizzare ogni elemento appartenente alla zona termica, per il modello radiativo è necessario inserire un maggior numero di informazioni.

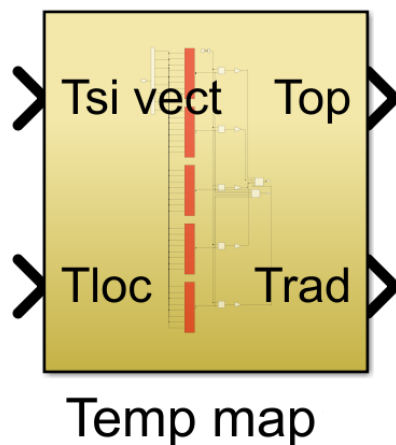


**Figura 8:** GUI della descrizione della zona termica con modello radiativo.

In figura 8 è rappresentata la GUI relativa al modello radiativo. Qui vanno inserite le dimensioni della stanza, gli elementi della stanza (finestre) specificando le coordinate del bordo in modo da posizionare ognuna delle finestre in maniera esatta sulla parete, infine vanno inserite tutte le strutture (pareti, soffitto, pavimento, finestre, ecc.) e le orientazioni. Se è presente anche un radiatore, è in questa fase che va definito in “*define other element*”.

Poiché tale modello consente di valutare la distribuzione spaziale della temperatura radiante, successivamente si apre una finestra in cui è necessario definire la posizione del sensore di temperatura (che può essere associato praticamente ad un termostato) e la definizione della mappa di temperatura del locale, definendo la discretizzazione sull’asse x, quella sull’asse y e quella sull’asse z. Una volta fatto ciò, il software automaticamente calcola la matrice VF, cioè dei fattori di vista di ognuna delle superfici rispetto al sensore, e la griglia della mappa del campo di temperatura.

La distribuzione spaziale della temperatura radiativa della zona termica in esame è necessaria quando si richiede il calcolo esatto dello scambio di calore di tipo radiativo; ciò succede quando, per esempio, la zona termica è composta da elementi attivi, come pavimenti radianti o soffitti radianti. Definita la discretizzazione spaziale sui tre assi sul software ALMABuild, la distribuzione 3D di temperatura radiativa basata su di essa nella zona termica di interesse può essere ottenuta attraverso un blocco definito “*Temperature map*” (figura 9), che ALMABuild inserisce automaticamente nel modello della zona termica.



**Figura 9:** blocco presente nel progetto Simulink della zona termica relativo alla mappa di temperatura in caso di modello radiativo.



Come si vede in figura 9, gli ingressi del blocco sono il vettore che comprende le temperature delle superfici interne della zona termica e il bus della temperatura della zona (comprendente il valore di temperatura convettiva dell'aria e quello della temperatura radiativa nella posizione del sensore). Le uscite sono, invece, la mappa della distribuzione spaziale della temperatura radiante e la temperatura operativa della zona termica in questione. Il calcolo di distribuzione spaziale della temperatura radiativa si basa sulla relazione seguente:

$$T_{rad,j} = \sqrt[4]{\sum_i F_{ij} (T_{si,i} + 273)^4} - 273 \quad (10)$$

Nella relazione su scritta, si nota una dipendenza dalle temperature delle superfici interne della zona termica  $T_{si,i}$  e dai "view factors"  $F_{ij}$ ; si riesce ad ottenere, quindi, la temperatura radiativa in una data posizione all'interno della stanza e, di conseguenza, in tutti i punti della mappa di discretizzazione.

Dal momento che si sceglie il modello radiativo in ALMABuild, nel progetto Simulink che ne consegue il blocco sarà automaticamente collegato con il vettore delle temperature delle superfici interne e il bus della temperatura della zona.

## 4. SISTEMI RADIANTI

### 4.1 GENERALITA'

I pannelli radianti sono sistemi di riscaldamento e/o raffrescamento che sfruttano uno scambio di calore fra l'ambiente da riscaldare/raffreddare e il fluido che circola all'interno delle tubazioni collocate dietro la superficie, cosiddetta radiante. La superficie radiante può essere il pavimento del locale, il soffitto o le pareti laterali.



**Figura 10:** esempio di sistema radiante a pavimento.

I parametri che influenzano le prestazioni dei sistemi radianti sono tre:

1. Le temperature superficiali delle singole superfici inattive;
2. La temperatura superficiale del sistema radiante, detta temperatura di pelle;
3. La temperatura dell'aria interna.

Generalmente per il calcolo, come visto nel capitolo 2, si utilizza un metodo semplificato per cui si può considerare la temperatura media radiante delle superfici inattive, anziché le temperature superficiali delle singole. Queste ultime temperature influenzano molto lo scambio termico per irraggiamento, mentre contribuiscono meno allo scambio per convezione.

La temperatura di pelle influisce molto sulle prestazioni dell'impianto radiante, sia nel funzionamento estivo che in quello invernale. Più sono elevate le differenze tra la temperatura di pelle, la temperatura media radiante delle pareti inattive e la temperatura dell'aria, più il sistema radiante fornisce potenza (ciononostante non bisogna forzare eccessivamente la temperatura di pelle per incrementare la potenza fornita, sia per ragioni legate al comfort sia per problemi di condensa superficiale che si può formare sulla superficie fredda del sistema radiante nel periodo estivo, se la temperatura scende al di sotto della temperatura di rugiada

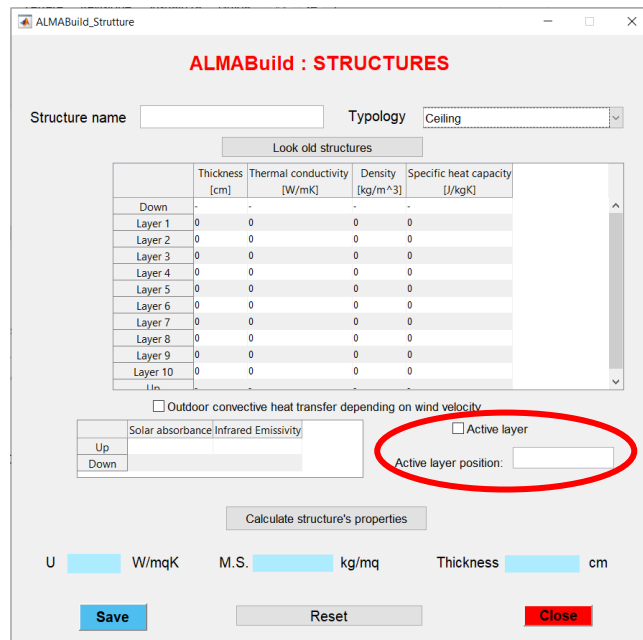
dell'aria che la lambisce). Nel funzionamento invernale non è mai consigliato forzare la temperatura di pelle per ragioni legate al comfort, infatti si potrebbe correre il rischio di ottenere del *discomfort* termico localizzato.

Per quanto riguarda i sistemi radianti a pavimento, oggetto della tesi, non è possibile superare il limite di 29°C. Tale limite è stato imposto direttamente dalle norme UNI EN 1264 e UNI EN ISO 7730, perché al di sopra di questo valore si ha *discomfort* termico localizzato causato dal pavimento troppo caldo.

Per i sistemi radianti a soffitto, invece, il limite è fissato dalla UNI EN ISO 7730 con riguardo alla asimmetria della temperatura radiante. Se si vuole mantenere un valore di PPD inferiore al 10%, in modo da garantire un ambiente in classe B di comfort termico (si veda capitolo 2), la differenza di temperatura tra soffitto e pavimento può essere al massimo pari a 6.6°C (si possono raggiungere valori più alti quando gli occupati non vedono il pavimento, perché magari sono distesi a letto).

#### 4.2 MODELLAZIONE DI SISTEMI RADIANTI

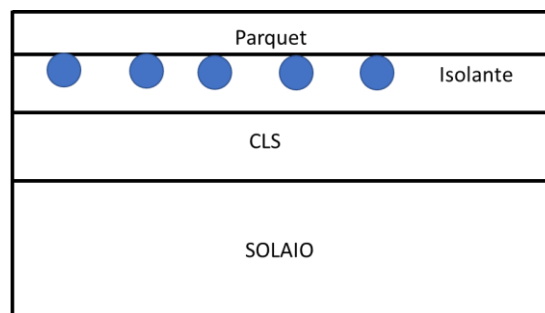
La modellazione di sistemi radianti a pavimento, a soffitto e a parete, come detto precedentemente, è possibile in ALMABuild e, utilizzando come modello della zona termica quello radiativo, si può analizzare la distribuzione della temperatura radiante nel volume prodotta da tale sistema. L'implementazione del pavimento (o soffitto/parete) attivo avviene quando si definiscono le strutture di involucro presenti nella zona termica. Nella definizione della stratigrafia del pannello radiante, deve essere spuntata la voce "*active layer*" nell'interfaccia, come rappresentato nella seguente figura:



**Figura 11:** GUI della struttura muraria.

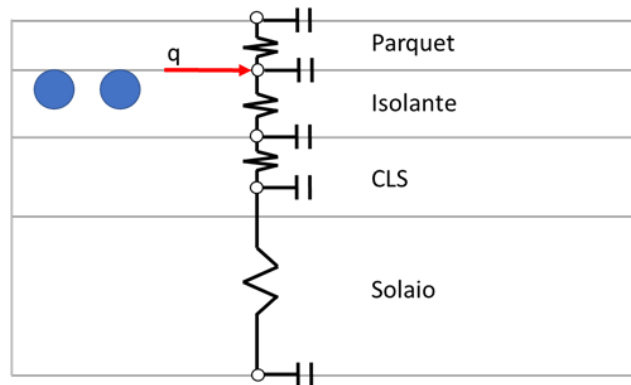
È molto importante la corretta implementazione della stratigrafia dell'elemento radiante. Infatti, la stratigrafia da inserire in ALMABuild non è sempre esattamente la stessa riportata nei cataloghi dei costruttori, al contrario di quanto si fa con le altre tipologie di strutture per cui si riportano fedelmente le loro stratigrafie. Ciò perché nella modellazione del sistema radiante bisogna tenere in considerazione la presenza di un nodo in cui entra una certa potenza.

Si considerano i due casi diversi di pavimento radiante: a bassa e ad alta inerzia. Nel caso di pavimento radiante innovativo a bassa inerzia, questo è privo di massetto, quindi le tubazioni del sistema sono posizionate nell'isolante termico ed in diretto contatto con lo strato più altro, cioè il pavimento (parquet in figura 12). In questo caso i tubi sono direttamente in contatto con lo strato di materiale successivo, come si può osservare nella figura e la stratigrafia che bisogna inserire nel software coincide con quella da catalogo, quindi quella reale.



**Figura 12:** stratigrafia pavimento radiante configurazione a secco.

Definita la stratigrafia e spuntata la voce “*Active Layer*” su ALMABuild, il software richiede come ultima informazione la posizione dello strato attivo, ovvero del nodo in cui entra la potenza, che in questo caso è il secondo dall’alto (vedi figura 13), ma va inserito 4 perché in ALMABuild si elencano gli strati da quello più in basso a quello più in alto.

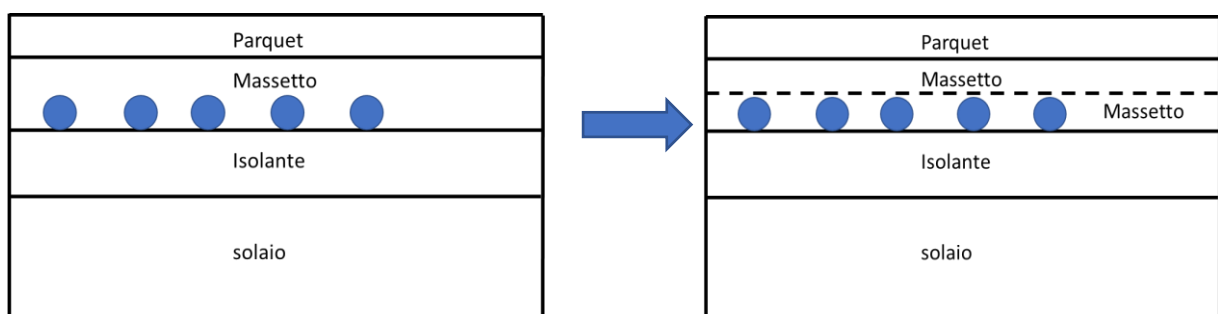


**Figura 13:** schema RC sistema a secco.

In figura 13 è raffigurato lo schema RC equivalente del pavimento radiante. Lo schema RC tiene conto delle resistenze termiche dei singoli strati e delle rispettive capacità termiche, in modo da poter studiare la trasmissione di calore attraverso questo elemento.

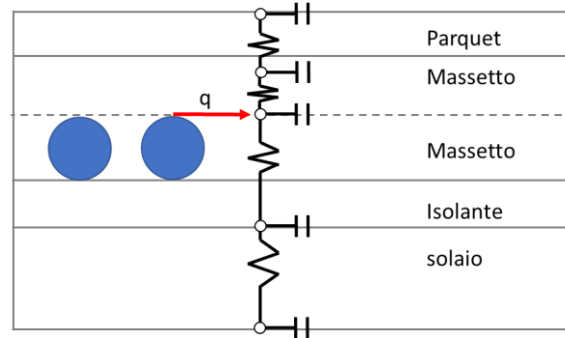
Si nota come il primo nodo dall’alto sia quello relativo alla superficie interna e il secondo nodo sia posto nell’interfaccia tra lo strato di isolante e quello del parquet e ciò sottolinea il diretto contatto tra il parquet e la tubazione. I successivi nodi sono, nell’ordine, relativi all’interfaccia isolante-strato massivo, al punto in cui si realizza il primo quarto della capacità termica totale e l’ultimo nodo è relativo alla superficie inferiore del pavimento.

Nel caso in cui il pavimento radiante presenti invece al di sotto del parquet uno strato di massetto in cui sono annegati i tubi (pavimento classico, ad alta inerzia), la stratigrafia da inserire nel software non coincide esattamente con quella reale.



**Figura 14:** stratigrafia "reale" (a sinistra) e stratigrafia inserita in ALMABuild (a destra) di un pavimento radiante con massetto.

In questo caso i tubi non sono a contatto diretto col parquet, ma sono sempre a contatto col massetto e occorre considerare due strati di massetto, da implementare separatamente nella stratigrafia della struttura, come rappresentato in figura in alto a destra. Lo schema RC sarà quindi quello raffigurato nella seguente figura 15:



**Figura 15:** schema RC sistema radiante con massetto.

In figura 15 si nota che il nodo attivo non è più il secondo dall'alto verso il basso, bensì il terzo.

Il primo nodo (partendo dall'alto) è relativo alla superficie interna, il secondo è posizionato nel punto in cui si realizza il primo quarto della capacità totale del pavimento, il terzo è posizionato all'interfaccia fra i due strati di massetto ed identifica la posizione del nodo attivo, il quarto nodo è relativo all'interfaccia isolante-materiale pesante ed infine l'ultimo strato è relativo alla superficie inferiore della struttura.

In conclusione, per ottenere il posizionamento esatto del nodo bisogna verificare che lo strato attivo, in cui è presente la tubazione, sia direttamente a contatto con lo strato successivo, che sia reale o no.

Bisogna però sottolineare il fatto che il software è stato progettato, nel caso in cui la struttura sia un pavimento o un soffitto, in modo tale da inserire gli strati da quello più in basso a quello più in alto, quindi gli strati attivi degli esempi precedenti non sono il secondo e il terzo, bensì il quarto e il terzo, rispettivamente.

Per quanto riguarda la modellazione della potenza da inserire nel nodo attivo, ciò avviene considerando lo scambio di calore tra l'acqua (vettore termico) che percorre i tubi e la struttura muraria. La potenza scambiata è definita dalla seguente espressione:

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_m - T_r) \quad (11)$$

Dove  $m$  è la portata di acqua,  $c_p$  è il calore specifico dell'acqua,  $T_m$  è la temperatura di mandata dell'acqua e  $T_r$  è la temperatura di ritorno dell'acqua, che si considera uguale alla temperatura

del nodo attivo. Conoscendo la potenza da scambiare con il locale e le due temperature di mandata e di ritorno, risulta facile calcolare il valore della portata necessario.

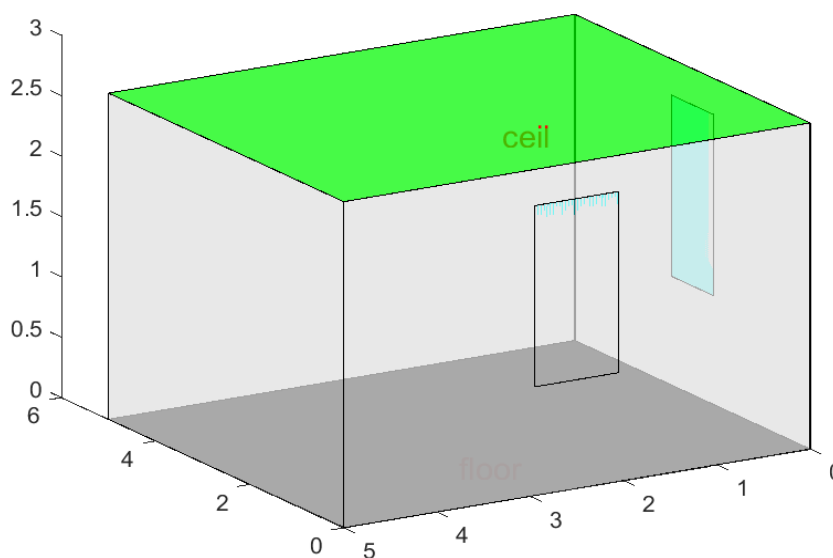
## 5. ZONA TERMICA DI RIFERIMENTO E CARATTERISTICHE DEI SISTEMI RADIANTI

In questa tesi, si è studiato, tramite il software ALMABuild, il comportamento di tre diversi sistemi radianti a pavimento per riscaldamento: uno di tipo classico, quindi ad alta inerzia con le tubazioni immerse nel massetto, e due innovativi a bassa inerzia, differenziati da spessori diversi di isolante. È stato inoltre simulato un sistema radiante a soffitto e un sistema dotato di radiatore per poter confrontare i loro comportamenti.

### 5.1 ZONA TERMICA DI RIFERIMENTO

La zona termica presa in esame è un locale interpiano (fittizio) di un edificio ubicato a Bologna, confinante su quattro lati con altri locali. Infatti, il pavimento, il soffitto, la parete Nord e la parete Ovest confinano con altre zone termiche. Le pareti Est e Sud confinano con l'esterno, hanno trasmittanza termica pari a  $0.32 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ , e sono dotate ciascuna di una finestra di superficie pari a  $1.35 \text{ m}^2$ .

La zona termica è stata implementata sul software ALMABuild, definendo la città, le varie strutture murarie del locale, come le pareti laterali, il solaio e il pavimento (ricordando di precisare se una di queste strutture abbia uno strato attivo), e le finestre presenti (in questo caso essendo finestre completamente identiche, basta inserire un'unica finestra).



**Figura 16:** zona termica considerata.

Nelle tabelle seguenti, sono riportate le stratigrafie delle pareti interne ed esterne, le quali saranno uguali per ogni simulazione oggetto di questa tesi.



**Tabella 5:** Stratigrafia della parete esterna, dal lato interno a quello esterno.

<b>Strato</b>	<b>Spessore (cm)</b>	<b>Conducibilità termica (W/mK)</b>	<b>Densità (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Capacità termica specifica(J/K*kg)</b>
Intonaco	1.50	0,9	1800	910
Mattoni	25	0,7	1000	800
Isolante	10	0,039	32	1500
Intonaco	1.50	0,9	1800	910

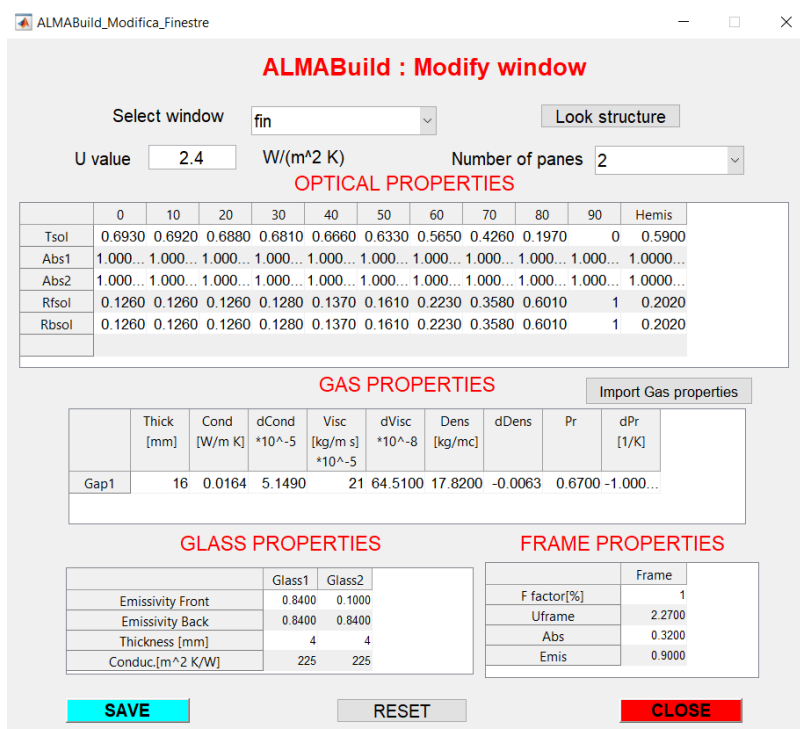
**Tabella 6:** Stratigrafia della parete interna, dal lato interno a quello esterno.

<b>Strato</b>	<b>Spessore (cm)</b>	<b>Conducibilità termica (W/m*K)</b>	<b>Densità (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Capacità termica specifica(J/K*kg)</b>
Intonaco	1.50	0,8	1800	910
Cartongesso	12.00	0,1	1300	800
Intonaco	1.50	0,8	1800	910

Su ALMABuild, per evitare la definizione delle zone termiche dei locali confinanti appartenenti allo stesso piano della zona termica oggetto di studio, si è scelto di definire le pareti Ovest e Nord come pareti esterne, e quindi i relativi blocchi Simulink sono stati modificati per renderle delle pareti divisorie interne.

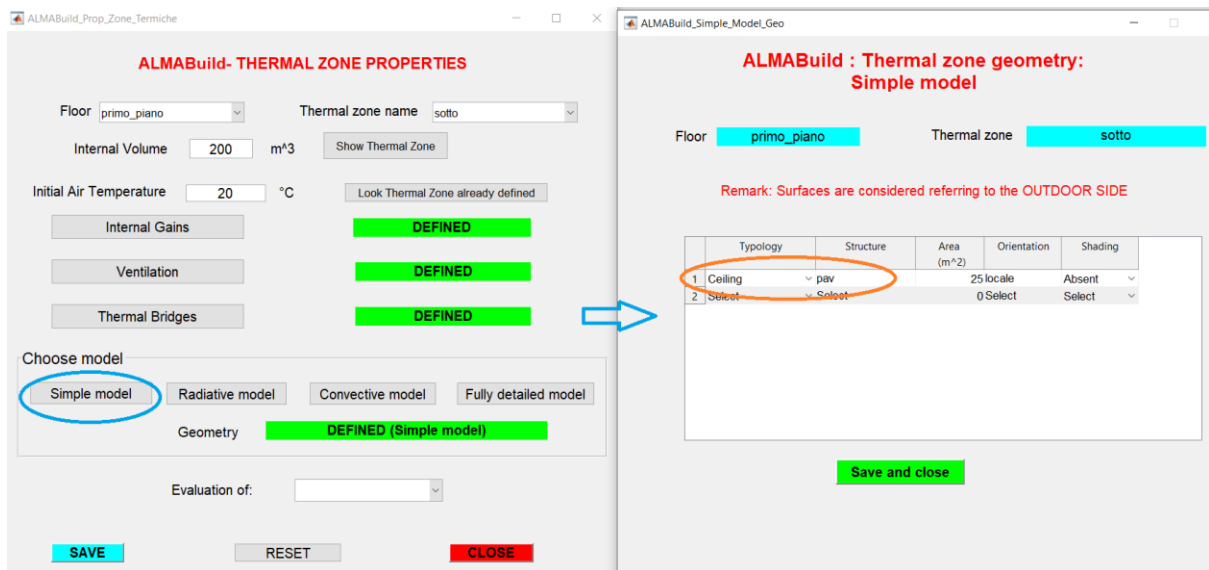
La struttura del pavimento e del solaio sarà diversa in base alla tipologia di sistema radiante considerato e verrà descritta nei relativi paragrafi.

Nella figura successiva è possibile trovare tutti i parametri necessari per la modellazione delle finestre a doppio vetro presenti nella zona termica in esame.



**Figura 17 :** GUI della finestra con i valori utilizzati.

Le zone termiche confinanti inferiormente e superiormente sono modellate in ALMABuild tramite il *Simple Model*, considerando come volume  $200 \text{ m}^3$ , temperatura iniziale dell'aria pari a  $20^\circ\text{C}$ , guadagni interni nulli, ventilazione pari a  $0 \text{ vol/h}$  e ponti termici trascurabili. Come descrizione geometrica si è definita semplicemente la parete che confina con la zona termica in esame: per il locale soprastante si è imposto il pavimento coincidente con la struttura del solaio della zona termica in esame, per il locale sottostante si è imposto il solaio coincidente con la struttura del pavimento della zona termica in esame. Per dare un'idea più chiara, si riporta la descrizione della zona termica sottostante il locale in esame in figura 18. Per queste due zone termiche, si deve richiedere ad ALMABuild la valutazione della potenza ideale.



**Figura 18 :** GUI della zona termica sottostante quella di riferimento.

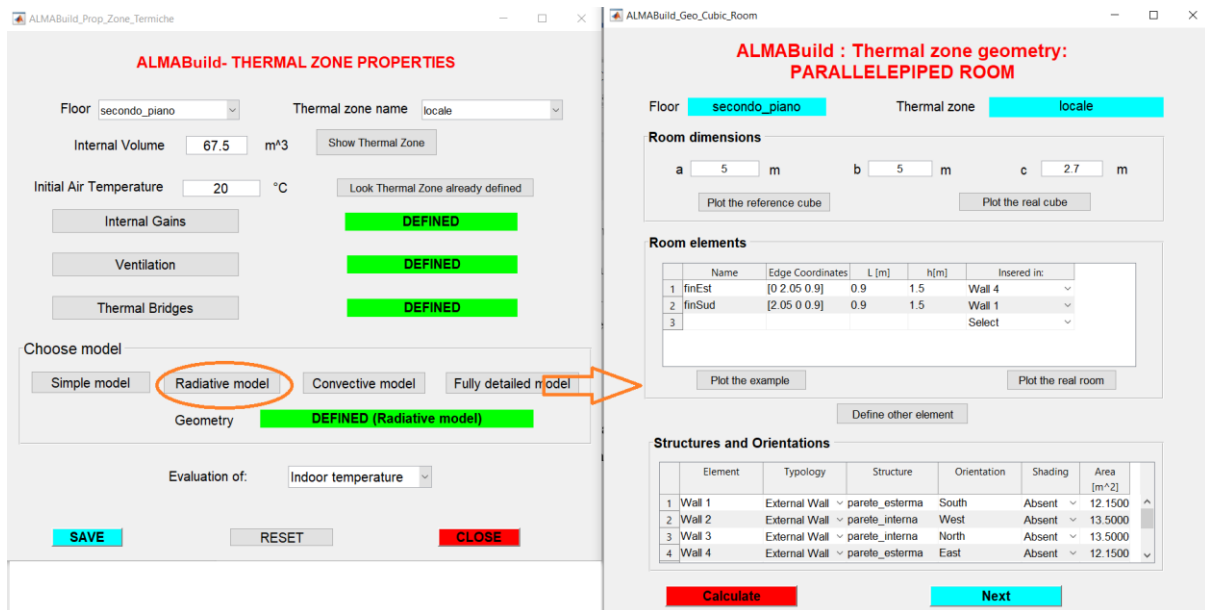
Si passa ora a descrivere la zona termica esaminata in questa tesi: si considera un volume interno pari a  $67.5 \text{ m}^3$ , temperatura interna dell'aria inizialmente uguale a  $20^\circ\text{C}$ , apporti interni nulli, ventilazione pari a  $0.3 \text{ vol/h}$  per infiltrazione, ponti termici trascurabili.

La modellazione della zona termica da questo momento in poi è diversa in base al sistema di riscaldamento che si sceglie; in questa tesi si sono considerati dei sistemi radianti a pavimento, a soffitto e un sistema con un radiatore.

## 5.2 ZONA TERMICA CON SISTEMI RADIANTI

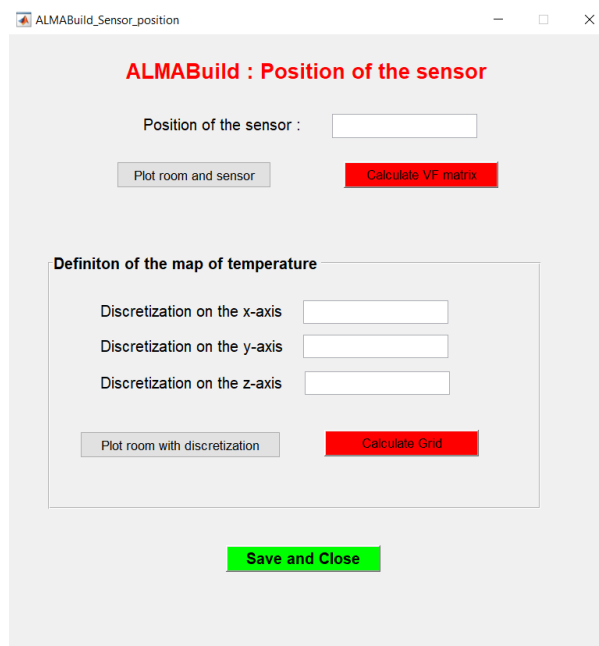
In questo paragrafo ci si occupa della modellazione della zona termica nei casi in cui essa è provvista di un sistema radiante a pavimento o a soffitto.

Si procede, quindi, come visto nel paragrafo precedente e si sceglie di voler descrivere il locale di riferimento con il *Radiative Model*, come è raffigurato in figura 19.



**Figura 19:** GUI della zona termica di riferimento descritta con *Radiative model*.

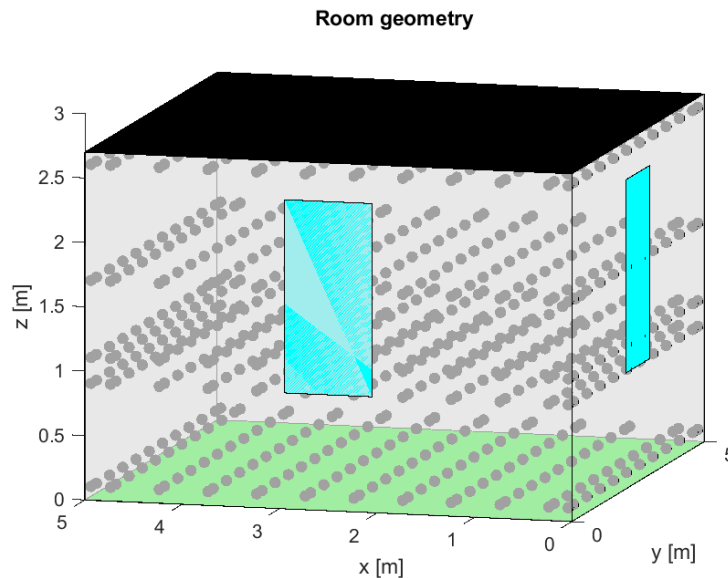
Si definiscono gli elementi presenti nella stanza, in questo caso le finestre (nel modello radiativo è richiesta anche la definizione attraverso delle coordinate spaziali del punto esatto dell'elemento in questione). Successivamente si definiscono le strutture (pareti, pavimento, soffitto, finestre, ecc.) e il loro orientamento. Dopo aver cliccato *Next*, si apre la finestra riportata in figura 20, in cui bisogna definire la posizione del sensore, [2.5 2.5 1], cioè più o meno al centro della stanza ad 1 m di altezza, e poi definire la discretizzazione spaziale della mappa della temperatura radiativa.



**Figura 20:** GUI per la definizione della posizione del sensore e della mappa di temperatura.

La discretizzazione spaziale usata è la seguente (x= larghezza, y= lunghezza, z=altezza):

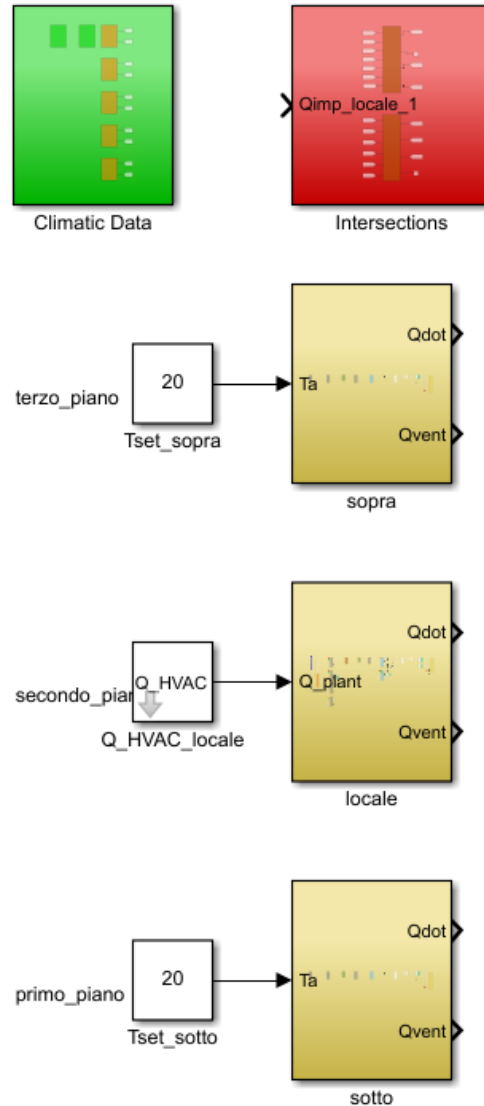
- Asse x= [0.05 0.25 0.75 1.25 1.75 2.25 2.75 3.25 3.75 4.25 4.75 4.95];
- Asse y= [0.05 0.25 0.75 1.25 1.75 2.25 2.75 3.25 3.75 4.25 4.75 4.95];
- Asse z= [0.1 0.9 1.1 1.7 2.6].



**Figura 21:** rappresentazione in 3D della zona termica, evidenziando la discretizzazione spaziale del volume.

Si noti che sono stati scelti punti di griglia anche in prossimità dei confini geometrici della zona termica (a 5 o 10 cm di distanza) per un migliore monitoraggio della temperatura all'interno del locale anche in prossimità di, ad esempio, finestre.

A questo punto si salva e si crea il modello come progetto Simulink. In figura 22 è rappresentato il modello senza ancora alcuna modifica, appena creato dal software ALMABuild.

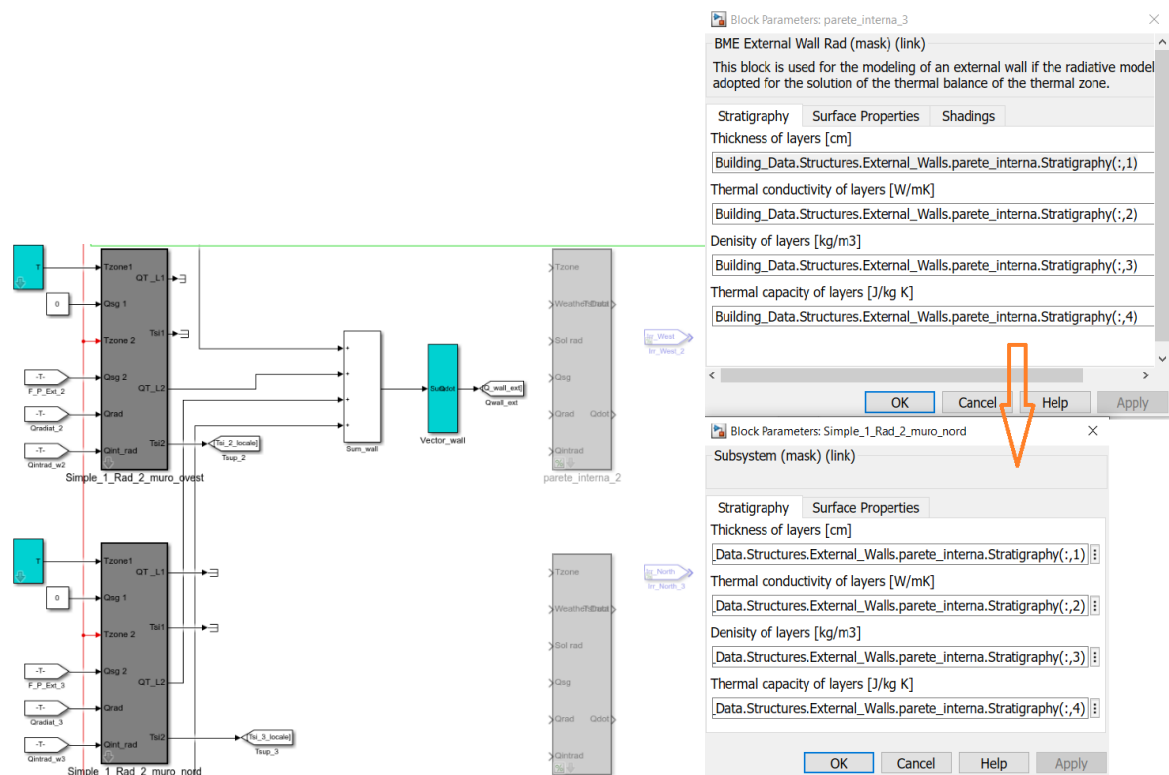


**Figura 22:** progetto Simulink iniziale del sistema prodotto attraverso ALMABuild.

Come si può osservare dalla figura, ci sono tre blocchi relativi alle tre zone termiche considerate, un blocco verde per i dati climatici ed un blocco rosso per le intersezioni, cioè le strutture che separano i tre locali, ovvero il pavimento e il soffitto.

Ora come già accennato è necessario modificare il modello per trasformare le due pareti Nord ed Ovest da muri esterni a muri interni confinanti con altre zone fittizie. Si va su Simulink nel blocco della zona termica in esame dove si identificano i blocchi grigi delle due pareti in questione e si sostituiscono con dei blocchi uguali provenienti dalla libreria ALMABEST nel percorso: *Almabuild* → *Building Components* → *Building Massive Element* → *Internal\_Wall\_Rad* → *Simple\_1\_Rad\_2*. Questo blocco indica una parete interna che separa la zona 1, creata con Simple model, dalla zona 2, creata con Radiative model. La zona 1

corrisponde alla zona fittizia confinante mentre la zona 2 alla zona termica di riferimento. Come si vede in figura 23 a sinistra, i due nuovi blocchi hanno sostituito i precedenti (ora commentati) mentre a destra ci sono le due maschere relative una al blocco precedente della parete interna e l'altra a quello nuovo. Le maschere dei nuovi blocchi vanno compilate utilizzando i dati provenienti dalla maschera dei blocchi precedenti, come si vede in figura a destra. Dalla figura 23 a sinistra si può vedere come collegare gli input e gli output. In particolare, l'input Tzone1 del blocco parete richiede in ingresso un blocco *Constant T* con temperature radiativa e convettiva pari a 20°C. Questo blocco è possibile trovarlo nella libreria di ALMABEST (*Almabuild* → *Building components* → *Other components* → *Constant T*); Qsg1 sono i *solar gains* della zona 1, locale fittizio, a cui si collega un valore costante nullo. Gli altri input richiedono gli stessi ingressi del blocco precedente, poiché uguali.



**Figura 23:** sostituzione dei due blocchi relativi alle pareti Ovest e Nord.

Gli output del nuovo blocco sono invece i seguenti: QT\_L1 è il power bus della zona confinante e Ts1 è la temperatura superficiale della parete lato zona confinante, entrambi da mandare ad un blocco *Terminator* perché non utili; QT\_L2 è la *power bus* della zona termica in esame, da inviare al blocco somma che riceve i *power bus* di tutte e quattro le pareti laterali; Tsi2 è la temperatura superficiale della parete lato zona termica da inviare ad un blocco *Go To*, già

presente perché output del blocco precedente (essendo già una temperatura superficiale, si può eliminare il *bus selector* presente in precedenza).

A questo punto occorre conoscere le dispersioni della zona termica in modo da poter calcolare la potenza che il sistema radiante deve scambiare con il locale. Le dispersioni del locale, considerando nel calcolo le sovra-potenze per le ripartenze secondo norma UNI 12831, sono uguali a 756W (tale calcolo può essere fatto creando un progetto uguale al progetto reale, non considerando il nodo attivo e simulando tutte e tre le zone termiche con *Simple Model*). Si considera questo valore di dispersione in tutti i casi simulati (sistemi radianti a pavimento, a soffitto e sistema con radiatore) anche se la stratigrafia del pavimento e del soffitto differiscono caso per caso: ciò è permesso dal fatto che essendo strutture che separano la zona termica con altri locali, le differenze numeriche che provocherebbero le diverse stratigrafie non provocherebbero valori tanto diversi da quello considerato, cioè 756W.

È importante controllare che la potenza per unità di area non sia superiore a 100W/m<sup>2</sup> altrimenti non esiste alcun pannello radiante a norma, ovvero in grado di coprire le dispersioni con una temperatura superficiale minore o uguale a 29°C (come richiesto dalla normativa).

A questo punto si ritorna al progetto Simulink e, attraverso dei blocchi provenienti dalla libreria interna di Simulink, si crea il collegamento logico per simulare la potenza che viene ceduta al nodo attivo del pannello, cioè l'ingresso del blocco rosso *Intersections*. Tale potenza è:

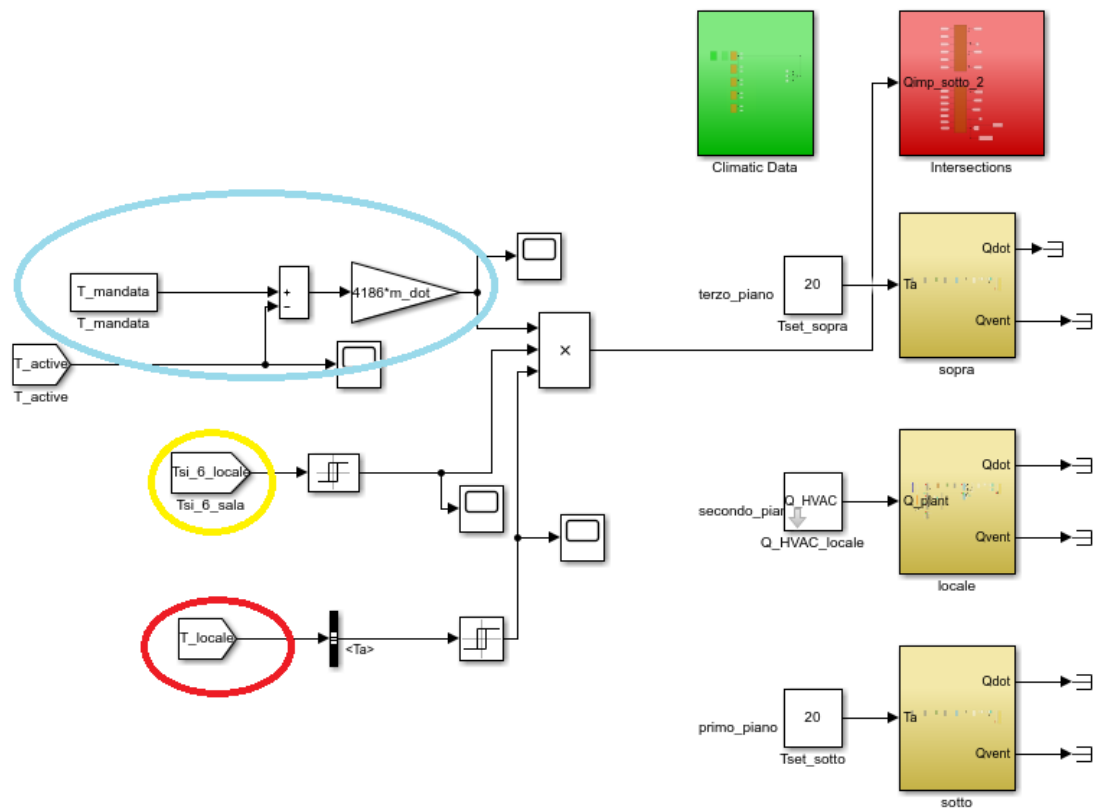
$$Q_{imp\_sotto2} = m_{dot} \cdot c_p \cdot (T_{mandata} - T_{ritorno}) \quad [W] \quad (12)$$

dove  $m_{dot}$  è la portata dell'acqua,  $c_p$  è il calore specifico dell'acqua,  $T_{mandata}$  è la temperatura di mandata dell'acqua che scorre nelle tubazioni,  $T_{ritorno}$  è quella di ritorno. Si assume per semplicità che la temperatura del nodo attivo coincida con la temperatura di ritorno dell'acqua.

Da come si può notare in figura 24 il gruppo di blocchi che simula la potenza entrante nel nodo, cerchiato in azzurro, è composto da un blocco *constant* per la temperatura di mandata (definita tramite il workspace di Matlab pari a 33°C per tutti i sistemi radianti considerati), un blocco *From* per la temperatura del nodo attivo, un blocco *Gain* per il prodotto  $m_{dot} \cdot c_p$  ( $m_{dot}$  anch'essa definita tramite il workspace di Matlab e diversa in base alla tipologia di sistema radiante). Il segnale finale è un input di un blocco *Product*, la cui presenza verrà spiegata nel seguito. Per quanto riguarda la temperatura del nodo attivo, con il blocco *From* è possibile richiamare questo valore da un output presente in un'altra parte del modello; in questo caso il valore della

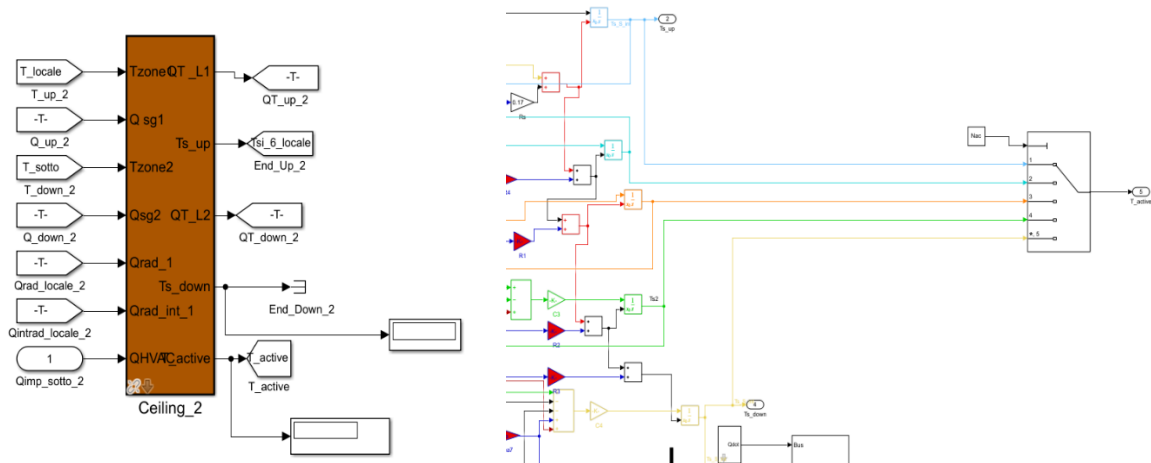


temperatura attiva lo otteniamo all'interno del blocco rosso *Intersections*, in cui si va a definire un segnale *GoTo*.



**Figura 24:** progetto Simulink finale.

Si va dentro il blocco che simula la struttura radiante in *Intersections*, cioè quello che presenta fra gli input QHVAC. Si disabilita il collegamento fra il blocco e la libreria di Almathbuild (rompendo il relativo lucchetto) e si aggiunge a destra dei blocchi già presenti un *Multiport Switch*, a cui si attribuiscono cinque ingressi, che saranno le temperature dei cinque nodi del pannello. Queste sono identificabili perché sono sulla destra, colorate e costituiscono le uscite dei blocchi integratori  $1/s$  (vedi figura 25 a destra). Il segnale in ingresso in alto al *Multiport Switch*, il quale determina il segnale che uscirà dallo Switch fra i cinque possibili, è il blocco costante **Nac** (sigla che rappresenta il numero dello strato della struttura in cui vi è il nodo attivo, quindi quale dei cinque nodi rappresenta quello attivo). L'uscita dello Switch, rappresentante la temperatura del nodo attivo, va in un blocco *Out*. Nel blocco che simula la struttura radiante, a questo punto, si è generata una nuova uscita ( $T_{active}$ ) che va collegata ad un *Go To* affinché il blocco *From* prima citato riesca ad ottenere il valore di questa temperatura.



**Figura 25:** a sinistra il blocco relativo alla struttura radiante, a destra l'interno di tale blocco raffigurante il *Multiport Switch*.

Fatto questo, è necessario inserire altri due gruppi di blocchi, oltre a quello della potenza (vedi figura 24). Vanno aggiunti, infatti, il sistema di controllo che decide quando il pannello radiante è acceso e quando è spento, e il sistema di sicurezza che garantisce che la temperatura superficiale del sistema radiante non superi i 29°C. Il segnale della potenza erogata dal pannello radiante già creato viene inviato ad un blocco *Product* con tre ingressi, la cui uscita va nel blocco di *Intersections*. Relativamente agli altri due ingressi del blocco *Product*, uno dei due è un blocco *Relay*, a cui arriva in input, tramite un blocco *From*, la temperatura superficiale del pannello (output *Ts\_up* del blocco della struttura radiante), ed è attivo a 29 con output 0 e si spegne a 28 con output 1 (in questo modo annulla il segnale della potenza in ingresso nel nodo attivo se la temperatura superficiale supera i 29°C e, quando tale temperatura scende al di sotto dei 28°C, riaccende l'impianto). Il terzo ed ultimo ingresso del blocco *Product* è relativo al sistema di controllo dell'impianto, ovvero un *Relay* che si accende quando la temperatura dell'aria (richiamata con un blocco *From* e un *Bus Selector* dagli output del blocco di bilancio all'interno della zona termica di riferimento) raggiunge  $T_{set} + DB$  con output 0 e si spegne a  $T_{set} - DB$  con output 1, dove  $T_{set}$  è la temperatura di *set point*, cioè la temperatura dell'aria interna della zona termica desiderata e  $DB$  è la banda di regolazione (“*dead band*”), che verranno definiti tramite il *workspace* di Matlab.

Per trovare la portata di acqua necessaria a soddisfare le richieste termiche del locale, bisogna, per ognuno dei sistemi radianti considerati, creare un progetto Simulink separato per la caratteristica del pannello (come si vede in figura 26), in cui è solo presente il blocco che rappresenta il pannello radiante (il blocco del pavimento o del soffitto), copiato dal progetto

Simulink originale. Ad esso si collegano input secondo norma UNI 1264. Gli input Tzone1 e Tzone2, ovvero le temperature delle zone termiche separate da tale struttura, sono messe pari a 20°C con lo stesso blocco *Constant T* visto precedentemente. Gli input Qsg1 e Qsg2, nonché gli apporti solari dei due locali, vanno entrambi messi pari a zero.

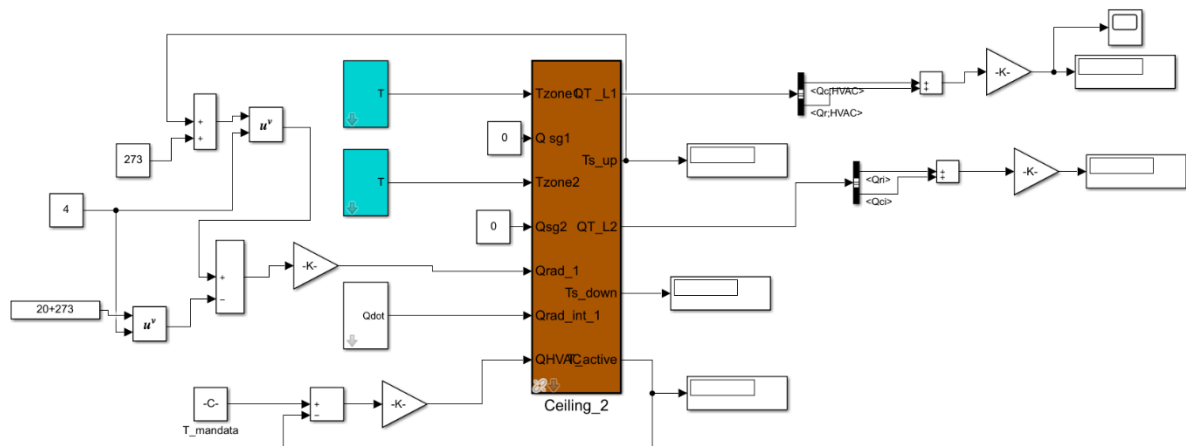
L'input Qrad\_int\_1 rappresenta la parte radiativa degli apporti gratuiti da annullare attraverso il blocco *Qdot*, ottenibile dalla libreria di ALMABEST (*Almabuild* → *Other components* → *Constant Fluxes* → *Qdot*), in cui lasciare tutti i parametri nella maschera uguali a zero. Qrad\_1 rappresenta la potenza scambiata per irraggiamento fra il pannello radiante e tutte le superfici in vista, con fattori di vista pari ad uno e temperatura delle altre superfici uguali a 20°C (secondo norma UNI 1264); a tale ingresso va collegata, quindi, la potenza secondo la legge di Boltzmann. Si inserisce un blocco costante pari a  $20+273$  (temperatura in Kelvin), da elevare alla quarta, che finisce in ingresso con segno negativo ad un blocco somma, a cui arriva, con segno positivo, la temperatura superficiale della struttura radiante (retroazionata dal relativo blocco) dopo essere stata trasformata in Kelvin ed elevata alla quarta (figura 26).

All'uscita del blocco somma, vi è un blocco *Gain* per poter moltiplicare il segnale per l'emissività, per la costante di Stefan-Boltzmann e per l'area della superficie radiante.

In ingresso all'ultimo input, QHVAC, va la potenza generata dal pannello. Sono necessari gli stessi blocchi visti prima: blocco *Constant* per T\_mandata, blocco *Gain* per moltiplicare il salto di temperatura con il calore specifico dell'acqua e la sua portata, mentre per la temperatura del nodo attivo è sufficiente semplicemente collegare l'uscita T\_active con il blocco somma, con segno negativo.

Dal blocco della struttura, invece, si ha QT\_L2 che rappresenta la potenza che il pannello dissipa verso la zona termica confinante a quella in esame e QT\_L1, la quale rappresenta invece la potenza che viene ceduta al locale che si vuole riscaldare. Ts\_up e Ts\_down sono le temperature della superficie superiore ed inferiore del pannello radiante (si possono visualizzare attraverso un blocco *Display*).

Per quanto riguarda le due potenze QT\_L1 e QT\_L2, è importante controllare il loro valore, soprattutto quello di QT\_L1, che dovrà coincidere con 756W. Attraverso un *Bus selector*, da QT\_L2 si estraggono i segnali Qci e Qri, che rappresentano la potenza dispersa per convezione e per irraggiamento, si sommano e si dividono per l'area del pannello radiante considerato. Stessa cosa si fa con QT\_L1 ad eccezione del fatto che i segnali che si estraggono sono Qc;HVAC e Qr;HVAC.



**Figura 26:** progetto Simulink finalizzato ad ottenere la portata di acqua tale da garantire la potenza richiesta.

Costruito tutto il modello, ora si genera un semplice script Matlab per trovare la portata  $m_{dot}$  per tentativi. Lo script carica tutti i dati di input necessari per la simulazione (ossia la temperatura di mandata dell'acqua pari a 33°C e il file *Building\_Data.mat* relativo al progetto del pannello radiante considerato), il tempo di simulazione (corrispondente a 2 settimane per permettere anche ad un pannello ad alta inerzia di andare a regime), la portata di acqua di primo tentativo, e lancia la simulazione del progetto Simulink con la caratteristica del pannello appena creato. Finita la simulazione, si confronta il valore ottenuto della potenza emessa nel locale in esame con il valore 31 W/m<sup>2</sup> (cioè 756W diviso la superficie del pannello che è pari a 25 m<sup>2</sup> sia nel caso di soffitto radiante sia di pavimento radiante). Si cambia il valore della portata d'acqua finché si ottiene la giusta potenza termica emessa.

Facendo questa simulazione per ogni sistema radiante, si ottengono le seguenti portate di acqua richieste dai vari impianti:

- 0.041 kg/s per sistema radiante a pavimento classico;
- 0.031 kg/s per sistema radiante a pavimento innovativo di tipo A;
- 0.0299 kg/s per sistema radiante a pavimento innovativo di tipo B;
- 0.041 kg/s per sistema radiante a soffitto.

### 5.2.1 SISTEMA RADIANTE A PAVIMENTO DI TIPO CLASSICO

Nel capitolo precedente, si sono omesse le caratteristiche fisiche e geometriche del pavimento e del solaio, queste, infatti, variano caso per caso. In questo paragrafo, si descriveranno le due strutture (pavimento radiante e soffitto) relative alle simulazioni del sistema radiante a pavimento di tipo classico. In tabella 7 sono riportate la stratigrafia del pavimento radiante, con

le caratteristiche termo-fisiche dei vari strati, a partire dallo strato più basso a quello più in alto, cioè l'ordine in cui vanno inseriti all'interno di ALMABuild. Il sistema di tipo classico è provvisto di massetto, in cui sono annegati i tubi, e ciò comporta che la stratificazione che si riporta su ALMABuild non coincida con quella presente nella scheda tecnica del pavimento, come spiegato precedentemente.

**Tabella 7 :** stratificazione del pavimento di tipo classico da inserire in ALMABuild.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Solaio in laterizio	18	0.36	1100	840
Isolante	5	0.035	30	1450
Tubazioni	1	0.9	800	880
Calcestruzzo (massetto)	5	0.9	1800	800
Parquet	1.5	0.14	550	1600

Il software richiede anche i coefficienti di assorbimento solare del lato interno e di quello esterno, che sono stati imposti entrambi pari a 0.3 e le emissività in infrarosso, sempre dei due lati, che sono state imposte pari a 0.9. Infine, si definisce il terzo strato come quello attivo. La portata richiesta dal sistema per poter garantire la potenza necessaria, ricavata secondo il procedimento del paragrafo precedente, è uguale a 0.041 kg/s.

La stratigrafia del solaio utilizzato è riportata nella tabella 8 con i parametri fisici di ogni strato richiesti dal software. Tale struttura non ha strati attivi.

**Tabella 8:** stratificazione del solaio.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Intonaco	2	0.90	1800	910
Mattoni	24	0.68	2000	900
Legno	6	0.22	800	910
Isolante	6	0.045	800	910
Piastrelle	1	1	2000	1000

### 5.2.2 SISTEMA RADIANTE A PAVIMENTO INNOVATIVO DI TIPO A e B

Nelle simulazioni in cui si considerano i sistemi radianti a pavimento di tipo A e B, ovvero tipologie innovative a bassa inerzia con diverso strato di isolante, il pavimento è privo di massetto, quindi è a secco. In tabella 9 sono elencati i parametri dei vari strati, sempre in ordine dal più basso al più alto.

**Tabella 9:** stratificazione del pavimento innovativo di tipo A.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Solaio in laterizio	18	0.36	1100	840
Calcestruzzo	6	0.9	1800	880
Isolante	0.1 *	0.033	30	1450
Tubazioni	1.6	0.033	30	1450
Parquet	1.5	0.14	550	1600

La differenza fra pavimento di tipo A e quello di tipo B è lo spessore dello stato di isolante: in tabella 9 il valore di tale strato è riferito alla tipologia A, quella con minor isolante, mentre per la tipologia B il valore non è più pari a 0.1 cm ma bensì a 3.2 cm. Il pavimento di tipo B ha la massima quantità di isolante alle spalle della tubazione. Poiché la struttura del pavimento, ad eccezione dello spessore del materiale isolante, è identica, il nodo attivo in entrambe le tipologie è nello strato numero quattro.

La portata di acqua richiesta dal sistema radiante di tipo A è pari a 0.031 kg/s, mentre quella richiesta dall'altro sistema è leggermente minore e pari a 0.0299 kg/s (ciò può essere spiegato proprio dal maggiore spessore di isolante che garantisce una minore dispersione di energia verso il locale sottostante e, quindi, un maggiore potenza scambiata verso la zona termica in esame).

Il soffitto, sprovvisto di strato attivo, risulta avere la stessa stratigrafia del caso precedente e cioè:

**Tabella 10 :** stratificazione del solaio.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Intonaco	2	0.90	1800	910
Mattoni	24	0.68	2000	900
Legno	6	0.22	800	910
Isolante	6	0.045	800	910
Piastrelle	1	1	2000	1000

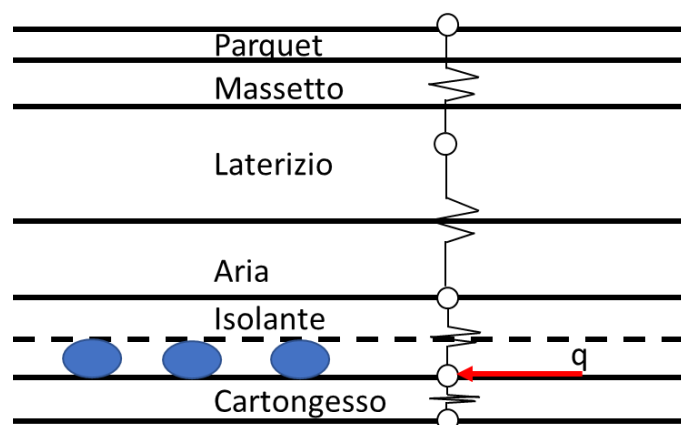
### 5.2.3 SISTEMA RADIANTE A SOFFITTO

Per le simulazioni con oggetto un soffitto radiante si sono utilizzate le seguenti stratigrafie (tabella 11 e tabella 12) per la struttura del soffitto e per quella del pavimento rispettivamente.

**Tabella 11** : stratificazione del soffitto radiante.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Cartongesso	2	0.21	11	1000
Tubazioni	0.8	0.033	30	1450
Isolante	2.2	0.033	30	1450
Aria	10	0.625	1	1000
Laterizio	24	0.68	2000	900
Massetto	6	0.22	800	910
Piastrelle	1	1	2000	1000

In questo caso, i tubi sono annegati nello strato di isolante e la distribuzione dei nodi del modello RC equivalente è rappresentata nella figura 27 . Il nodo attivo sarà il secondo a partire dal basso (come viene definito in ALMABuild).



**Figura 27:** schema RC del soffitto radiante.

**Tabella 12:** stratigrafia del pavimento.

Strato	Spessore (cm)	Conducibilità termica (W/mK)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Capacità termica specifica (J/kgK)
Intonaco	2	0.9	1800	910
Mattoni	24	0.68	2000	900
Legno	6	0.22	800	910
Isolante	6	0.045	800	910
Piastrelle	1	1	2000	1000

Per quanto riguarda i pannelli radianti a soffitto, si è considerato solo questa tipologia di solaio perché il fine ultimo è quello di confrontare tale sistema con quelli dei pannelli radianti a pavimento, analizzando le maggiori differenze in alcune situazioni transitorie tra i diversi impianti, come si vedrà nel prossimo capitolo.

È importante evidenziare che nel momento in cui si crea tramite ALMABuild il primo dei quattro casi di sistemi radianti, attraverso il Workspace di Matlab è poi possibile duplicare e quindi modificare il file *Building\_Data.mat* per creare, a partire dalla struttura originale iniziale, quelle relative agli altri tre sistemi radianti. In questo modo si può anche utilizzare lo stesso progetto Simulink in ciascuno dei tre casi di sistemi radianti a pavimento, cambiando caso per caso, attraverso uno script, il *Building\_Data.mat* utilizzato. Bisogna sottolineare che nel caso dei sistemi a soffitto, se si parte da un file relativo ad un sistema a pavimento è necessario fare una modifica anche al progetto Simulink originale, in particolare nel blocco di *Intersection* per poter considerare il blocco del soffitto attivo e quello del pavimento no (ciò sarà spiegato in maniera più dettagliata nel capitolo 6).

### 5.3 ZONA TERMICA CON SISTEMA DOTATO DI UN RADIATORE

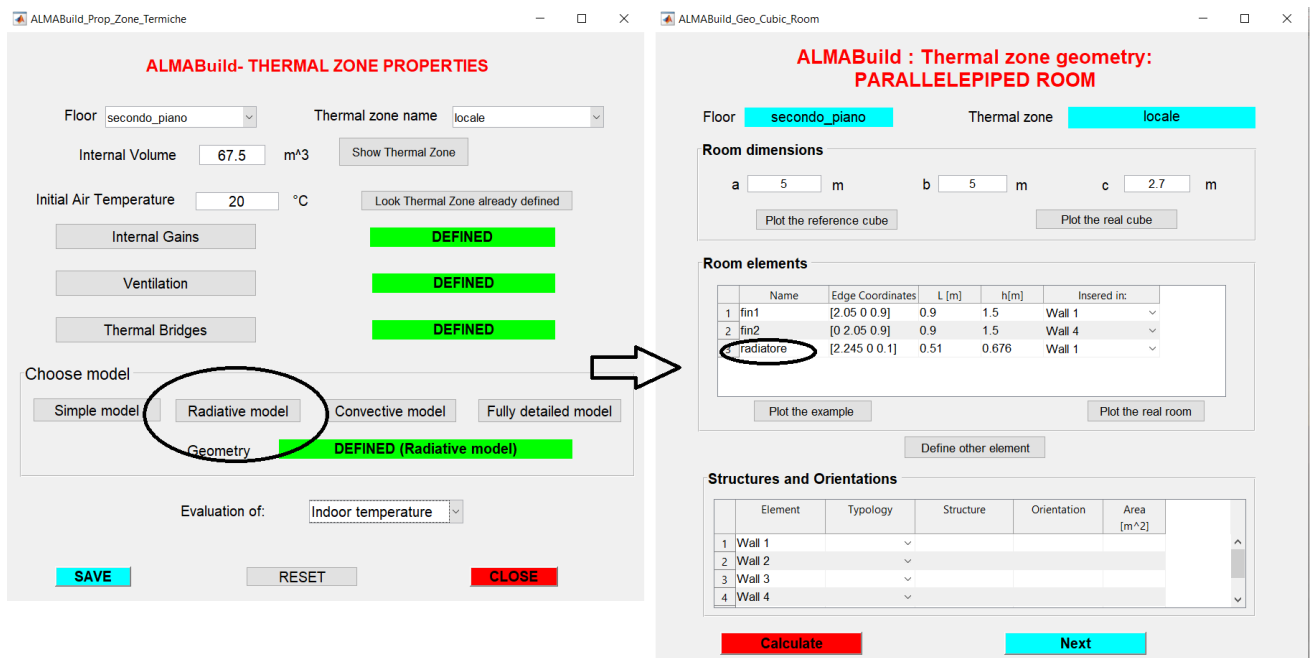
Anche per la zona termica caratterizzata dalla presenza di un radiatore si utilizza il modello radiativo, come rappresentato in figura 28.

Il modello dinamico del radiatore consiste in un blocco nel quale il radiatore è diviso in sette nodi. Per ogni nodo, che sarà rappresentativo di un certo numero di elementi, si calcola la potenza emessa, utilizzando la classica formula (vedi formula 13) del radiatore, assumendo come temperatura dell'acqua in ingresso al nodo la temperatura dell'acqua in uscita dal nodo precedente (ciò nel calcolo della temperatura media  $T_{mr}$ , ovvero la temperatura media fra i valori di temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua nel nodo).

Nota la potenza totale emessa dal nodo, la componente convettiva della potenza viene calcolata come differenza fra la potenza totale emessa e la componente radiativa, che è stata calcolata utilizzando il metodo della radiosità. Infatti, nella definizione dell'edificio, si è definita una superficie aggiuntiva per ogni radiatore, per poter calcolare in dettaglio lo scambio termico radiativo fra la superficie del radiatore e le altre superfici che delimitano la zona termica. La temperatura media della superficie del radiatore si calcola come media aritmetica delle temperature dei sette nodi che compongono il radiatore stesso.

Ritornando alla creazione del modello della zona termica su ALMABuild, diversamente dal caso con sistema radiante, oltre ad inserire tra gli elementi della stanza le finestre, si inserisce anche l'elemento del radiatore con le sue coordinate, la sua lunghezza, la sua altezza e la parete dove viene posizionato (Est).





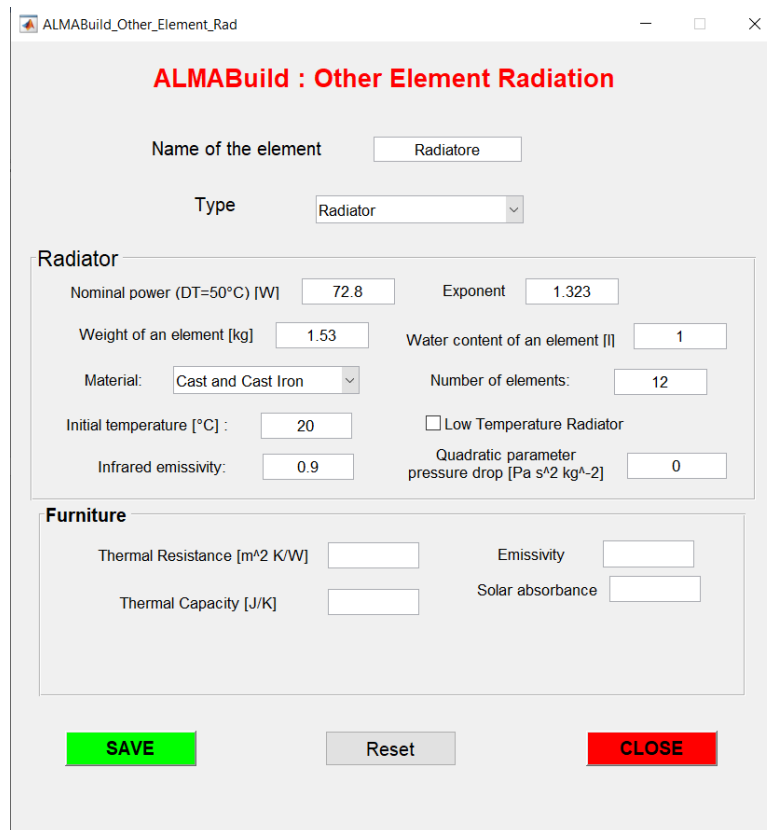
**Figura 28:** GUI delle proprietà della zona termica nel caso di presenza del radiatore.

Fatto questo, si definisce il radiatore cliccando sulla GUI “*Define other element*”. Si apre quindi la finestra raffigurata rappresentata nella figura successiva (figura 29). Qui si definiscono tutti i parametri caratteristici del radiatore, cioè: la potenza nominale, l’esponente, il peso in kg di un elemento del radiatore, l’acqua contenuta in un elemento, il materiale, il numero di elementi, la temperatura iniziale, l’emissività in infrarossi, il coefficiente quadratico della caduta di pressione. Il numero di elementi è ottenibile conoscendo le dispersioni della zona termica e le temperature di mandata e di ritorno dell’acqua che scorre nel radiatore. Si calcola infatti la potenza realmente emessa dal radiatore se questo opera con una temperatura media di 70°C:

$$Q = Q_{nom} \left( \frac{T_{mr} - T_a}{50} \right)^n \quad (13)$$

dove  $Q$  è la potenza reale emessa,  $Q_{nom}$  è la potenza nominale del radiatore (72.8W),  $T_{mr}$  è la temperatura media fra i valori di temperatura di mandata (75°C) e ritorno (65°C) dell’acqua e il coefficiente  $n$  è l’esponente del radiatore, richiesto direttamente dalla GUI (1.323).

Il numero di elementi si ottiene dividendo le dispersioni termiche della zona termica con il valore ottenuto dalla relazione precedente. Il valore che si ottiene è circa 10.38, che va approssimato per eccesso a 11.



**Figura 29:** GUI dell'elemento del radiatore.

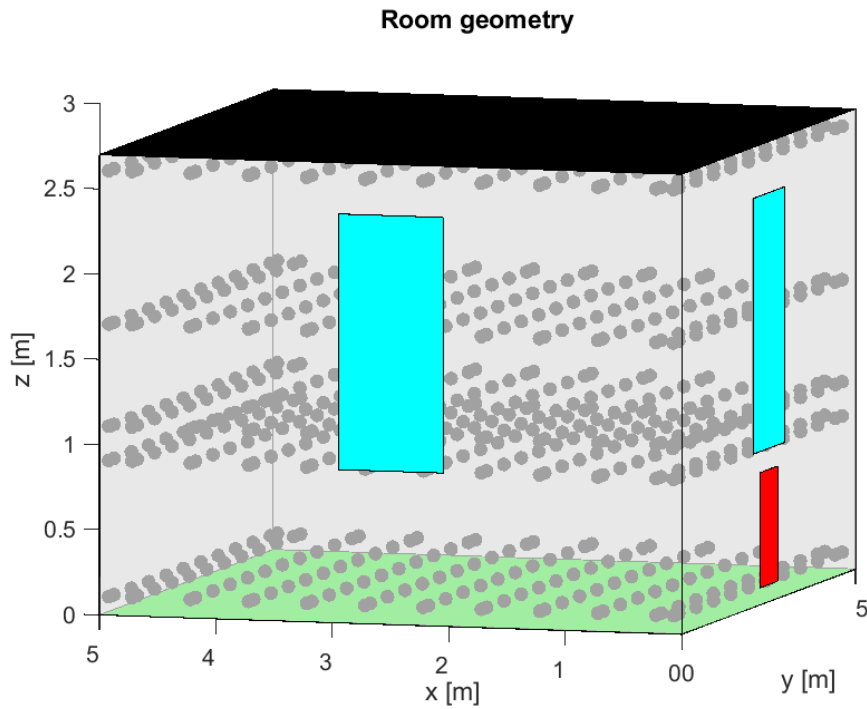
Fatto questo, si salva e si ritorna alla GUI precedente in cui si vanno ora a definire le diverse strutture e ognuno degli elementi (finestre e radiatore) con i loro orientamenti e posizioni (come visto nel paragrafo relativo al sistema radiante).

Il successivo passo è definire il vettore posizione del sensore, cioè  $[2.5 \ 2.5 \ 1]$ , e la mappa della temperatura radiativa nella zona termica.

La discretizzazione spaziale usata è la seguente ( $x$ = larghezza,  $y$ = lunghezza,  $z$ =altezza):

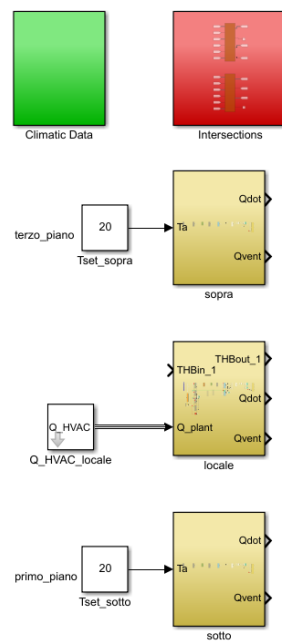
- Asse  $x$ =  $[0.05 \ 0.25 \ 0.75 \ 1.25 \ 1.75 \ 2.25 \ 2.75 \ 3.25 \ 3.75 \ 4.25 \ 4.75 \ 4.95]$ ;
- Asse  $y$ =  $[0.05 \ 0.25 \ 0.75 \ 1.25 \ 1.75 \ 2.25 \ 2.75 \ 3.25 \ 3.75 \ 4.25 \ 4.75 \ 4.95]$ ;
- Asse  $z$ =  $[0.1 \ 0.9 \ 1.1 \ 1.7 \ 2.6]$ .

Nella figura successiva è presente la geometria del locale con le finestre e il radiatore. I puntini presenti nell'immagine sono quelli relativi alla discretizzazione spaziale della zona termica.



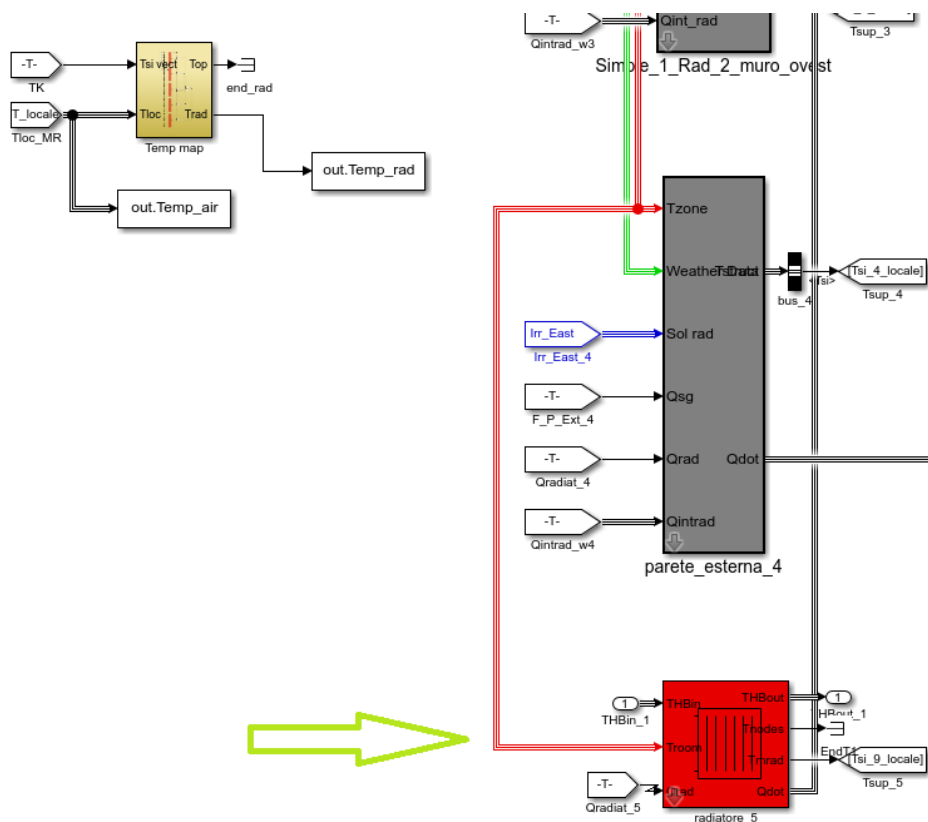
**Figura 30:** rappresentazione in 3D della zona termica con radiatore, con evidenziati i punti della mappa di temperatura.

Si avvia la creazione del modello Simulink e si ottiene un progetto caratterizzato dai soli tre blocchi relativi alle tre zone termiche definite, dal blocco di *Intersections* e il *Climatic Data* come nel caso dei sistemi radianti. Il blocco relativo al locale di riferimento risulta, però, diverso da quello del progetto con sistemi radianti, come si può vedere dalla figura 31.



**Figura 31:** progetto originale Simulink del sistema dotato di un radiatore.

Il blocco della zona termica di riferimento ha due ingressi e tre uscite: THBin\_1, Q\_plant come ingressi, mentre THBout\_1, Qdot e Qvent come uscite. THBin\_1 e THBout\_1 sono i due vettori “Thermo-Hydraulic Bus” che rappresentano il vettore termico, l’acqua, che entra nei radiatori con certe proprietà. Questi due segnali infatti sono tipici del blocco del radiatore che si trova all’interno del blocco della zona termica di riferimento, posizionato al di sotto dei blocchi che simulano le pareti (come si vede in figura 32).

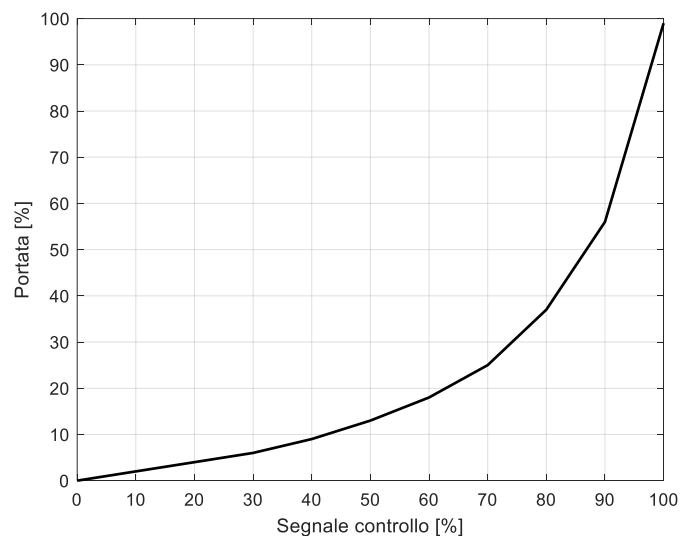


**Figura 32:** blocco rappresentativo del radiatore nel progetto Simulink.

In THBin\_1 deve entrare il segnale, quindi, che descriva l’acqua come vettore termico e, in particolare, la sua portata e la temperatura di mandata.

Il vettore THBin\_1 (vedi figura 34) viene creato utilizzando un *basic\_create\_THB* (*Carnot* → *Basic* → *Hydraulics* → *basic\_create\_THB*) il quale ha due ingressi, uno per la portata dell’acqua (collegato ad un gruppo di blocchi che calcola la portata di acqua circolante in base alla potenza richiesta dal locale) e l’altro ingresso è per la temperatura (collegato ad un blocco *Constant* poiché la temperatura di mandata viene imposta uguale a 75°C).

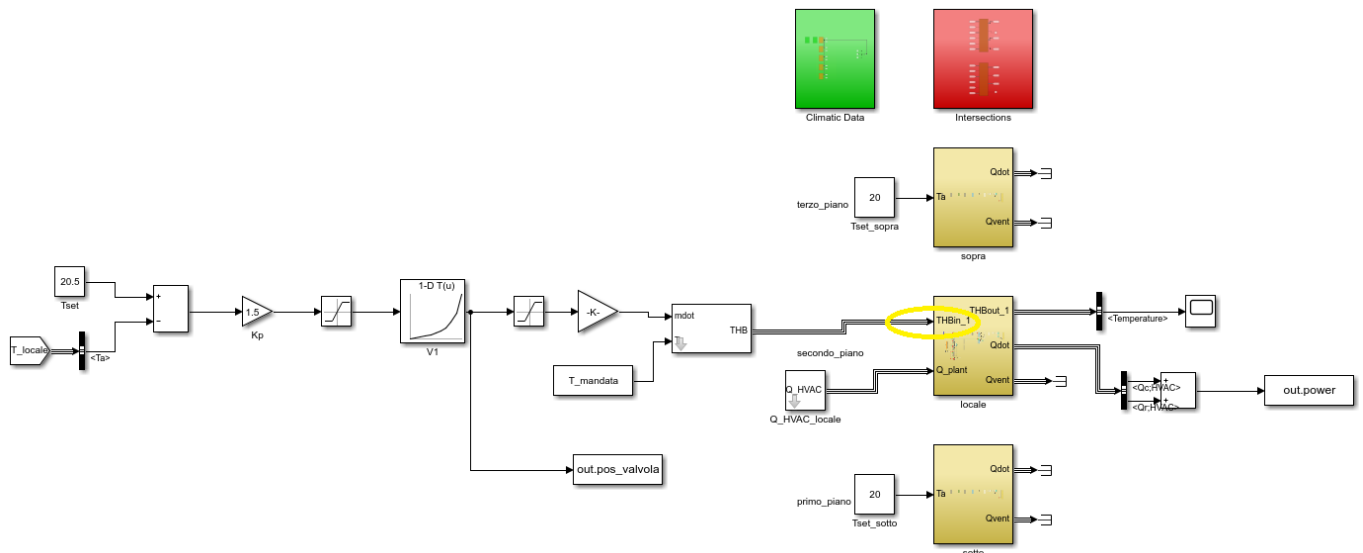
Ritornando alla portata di acqua, questa viene regolata in base alla differenza di temperatura fra quella di set point dell'aria per la valvola termostatica (la cui curva caratteristica è riportata in figura 33), pari a 20.5°C, e la temperatura dell'aria interna del locale che si misura istante per istante: maggiore è la differenza di temperatura, maggiore sarà la portata che circolerà nel radiatore.



**Figura 33:** caratteristica valvola termostatica.

Tale regolazione parte dal calcolo della differenza fra queste 2 temperature: questa differenza viene moltiplicata per la costante  $k_p$  (guadagno del regolatore proporzionale della valvola termostatica e pari a 1.5) e, attraverso un blocco *Saturation*, il valore ottenuto è mantenuto tra 0 e 1. Tale segnale entra in un blocco (V1 in figura 33) che lo traduce in un segnale relativo alla posizione della valvola: ciò definisce se la valvola è completamente aperta (valore uguale o maggiore ad 1), se è completamente chiusa (valore pari a 0), se è aperta ma non completamente (valore compreso tra 0 ed 1). A valle vi è un blocco *Saturation* per mantenere tale valore compreso tra 0 ed 1; questo segnale, infatti, entra in un blocco *Gain* in cui il valore costante è pari alla portata nominale dell'acqua (se la valvola è completamente aperta, il segnale uscente è pari ad uno e la portata entrante nel radiatore è quella massima; se la valvola è completamente chiusa, il segnale uscente è nullo ed è nulla anche la portata in ingresso al radiatore, ecc.).

In conclusione, in base alla differenza di temperatura dell'aria registrata tra quella di set point e quella interna nel locale, la valvola termostatica regola la portata dell'acqua in ingresso al radiatore.



**Figura 34:** progetto Simulink finale del sistema con radiatore.

La portata nominale del radiatore si può ottenere conoscendo il salto di temperatura del radiatore e la potenza nominale da fornire all'ambiente:

$$m = \frac{Q}{c_p(T_m - T_r)} \quad (14)$$

Dove  $Q$  è la potenza richiesta in W,  $c_p$  è il calore specifico dell'acqua (4186 J/kg\*K),  $T_m$  è la temperatura di mandata dell'acqua nel radiatore e  $T_r$  è la temperatura di ritorno. Considerando  $Q=756\text{W}$ ,  $T_m$  pari a  $75^\circ\text{C}$  e  $T_r$  pari a  $65^\circ\text{C}$  si ottiene una portata nominale pari a 0.018 kg/s.

In conclusione, conoscendo  $m\dot{d}$  e  $T_{mandata}$ , è possibile creare il segnale THBin\_1 in ingresso al blocco del locale.

## 6. ANALISI DEL COMPORTAMENTO DEI SISTEMI TRATTATI

### 6.1 PAVIMENTI RADIANTI

In questo paragrafo si trattano le simulazioni eseguite per i tre sistemi radianti a pavimento presentati, quello classico e i due innovativi.

#### 6.1.1 CASO 1: SIMULAZIONE REGIME SEMI-STAZIONARIO

Il primo caso studiato è stato quello di regime “semi-stazionario”. Prima, infatti, di analizzare i 3 sistemi radianti a pavimento (classico, innovativo di tipo A, innovativo di tipo B) in condizioni dinamiche, è necessario capire il loro comportamento in condizioni stazionarie.

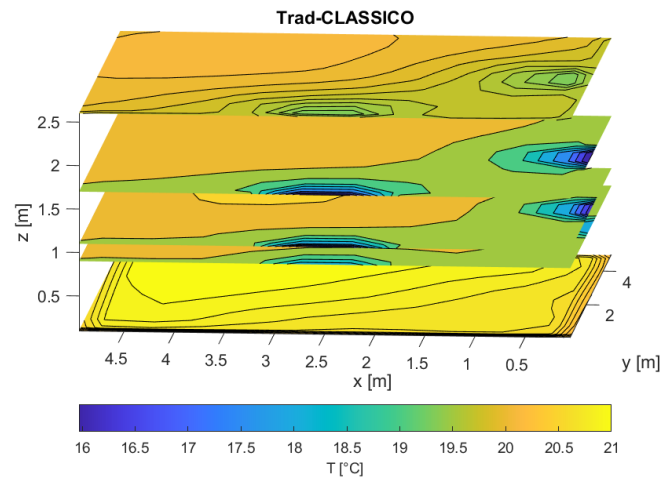
Si considera la zona termica descritta precedentemente, la quale in questo caso risulta confinante attraverso pareti interne, pavimento e soffitto con locali mantenuti ad una temperatura costante di 20°C. L’edificio è a Bologna e si considerano condizioni ambientali esterne fisse: temperatura esterna pari a -5°C ed assenza di irraggiamento solare. Per fissare questi parametri occorre entrare nel blocco *Climatic Data* su Simulink: qui si rende costante la temperatura esterna ed in più si annullano le 3 componenti dell’irraggiamento solare (diretta, diffusa, riflessa) di tutti i 4 orientamenti (Nord, Ovest, Sud ed Est) e di quello orizzontale.

Il progetto Simulink utilizzato in queste simulazioni è quello visto in figura 24 nel capitolo 5.

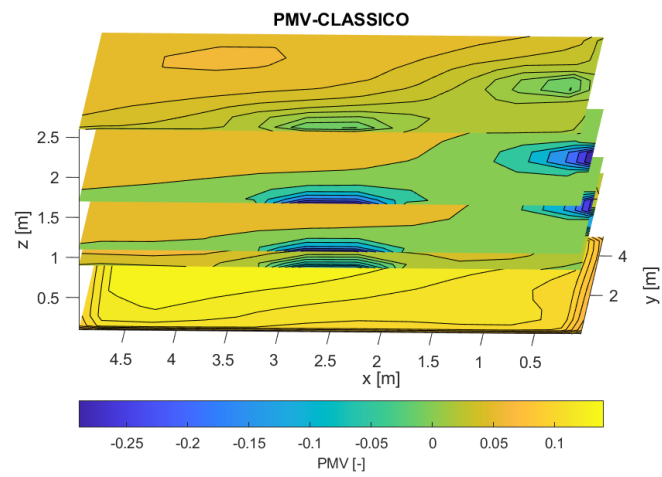
Il sistema di regolazione, spiegato precedentemente, ha il compito di mantenere la temperatura dell’aria interna al locale all’interno della banda di regolazione, cioè [19,20] °C, considerando la temperatura di set point pari a 19.5°C.

Si avvia la simulazione dei tre casi di sistemi radianti a pavimento (classico, innovativo di tipo A e innovativo di tipo B), considerando un tempo di simulazione di sette giorni. Ciò perché, anche se si vuole effettuare una prova stazionaria, è necessario portare la simulazione a regime, in modo da non avere risultati lontani dalla realtà.

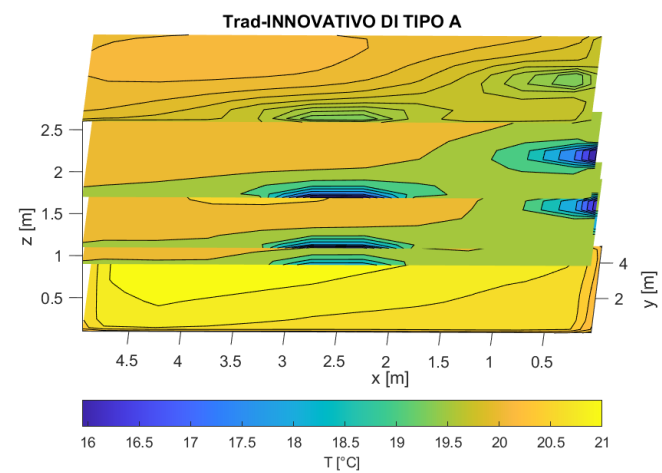
Nelle figure successive, sono raffigurate le distribuzioni spaziali della temperatura media radiante e del Voto Medio Previsto (PMV) nell’istante in cui la temperatura media dell’aria interna al locale coincide con 20°C per i tre sistemi radianti a pavimento: classico, innovativo di tipo A ed innovativo di tipo B.



**Figura 35:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo classico della temperatura radiante locale .

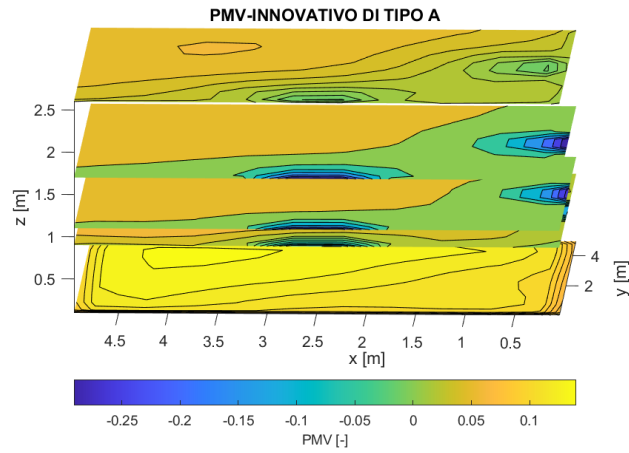


**Figura 36:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo classico del PMV locale.

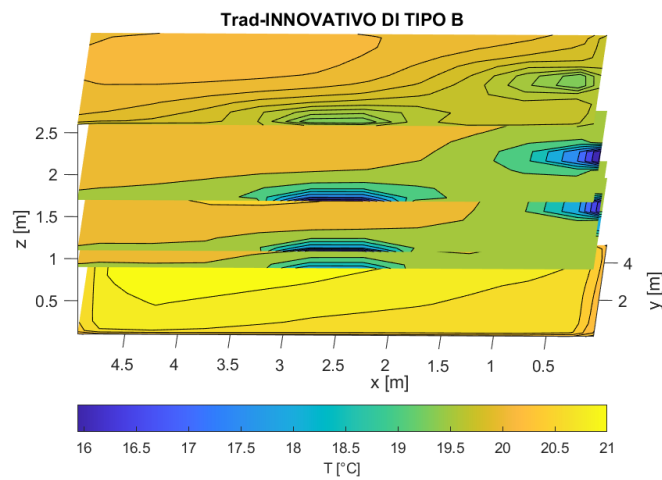


**Figura 37:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo innovativo di tipo A della temperatura radiante locale.

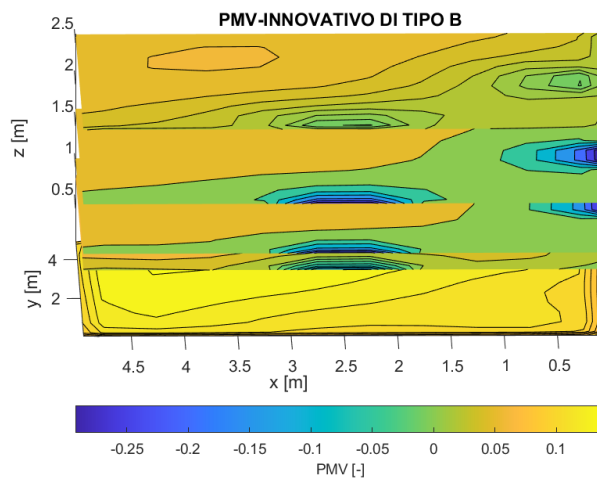




**Figura 38:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo innovativo di tipo A del PMV locale.



**Figura 39:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo innovativo di tipo B della temperatura radiante locale.



**Figura 40:** distribuzione 3D nella zona termica con pavimento radiante di tipo innovativo di tipo B del PMV locale

Come si può notare dalle raffigurazioni e come detto precedentemente, nel creare il modello radiativo della zona termica si sono considerati cinque piani ad altezza diversa per poter ottenere una distribuzione spaziale della temperatura radiante locale ben accurata. Conoscendo questa e conoscendo la temperatura convettiva dell'aria interna, è stato possibile calcolare la distribuzione spaziale del PMV nella zona termica, grazie alla funzione *Comfort* disponibile su ALMABEST. Tale funzione dipende dalla temperatura radiante, dalla temperatura dell'aria interna, dal flusso metabolico (che si considera uguale a  $70 \text{ W/m}^2$ ), dalla velocità dell'aria ( $=0.1 \text{ m/s}$ ), umidità dell'aria (considerata costante ed uniforme, pari a 50%) e fattore di abbigliamento (considerato uguale a  $0.2 \text{ m}^2\text{K/W}$ ). Nelle successive simulazioni si utilizzano questi stessi valori per calcolare il PMV.

Si può notare che le condizioni di comfort all'interno della zona termica sono ottimali in tutti i 3 casi. Si hanno valori di PMV più bassi in prossimità delle finestre, che risultano essere le zone più fredde del locale ed in generale lungo le pareti esterne della zona termica.

Come visto in precedenza, la zona termica appartiene a diverse categorie di comfort in funzione del PMV riportato: se PMV è compreso tra  $\pm 0.2$ , si è in categoria A; se PMV è compreso tra  $\pm 0.5$  si è in categoria B; se PMV è compreso tra  $\pm 0.7$  si è in categoria C; altrimenti la zona termica appartiene alla categoria D.

In tabella 13 sono riportate, per ogni caso, le percentuali di volume della zona termica nelle diverse classi di comfort.

**Tabella 13:** percentuali del volume della zona termica nelle categorie di comfort per i 3 sistemi radianti a pavimento.

<b>Classi di comfort</b>	<b>Classico</b>	<b>Innovativo di tipo A</b>	<b>Innovativo di tipo B</b>
A	98.88%	98.88%	98.88%
B	1.12%	1.12%	1.12%
C	0	0	0
D	0	0	0

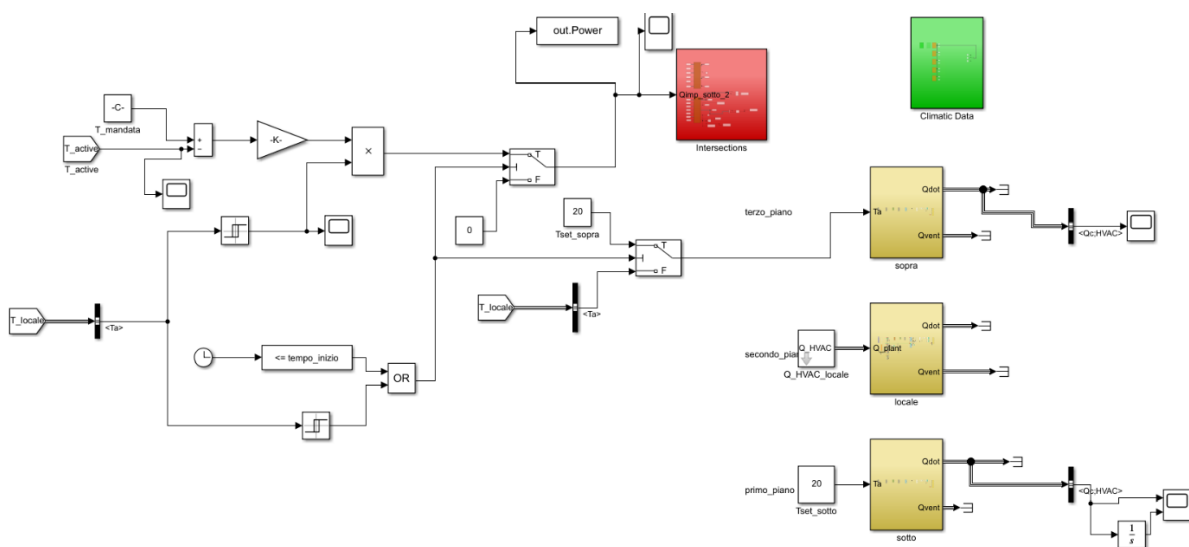
Come si può notare in maniera evidente dalla tabella precedente, nel caso di simulazione stazionaria tutti e tre i sistemi radianti a pavimento hanno le stesse potenzialità e la stessa percentuale in volume della zona termica in classe di comfort A. Di conseguenza, visti questi risultati, nessuno dei tre sistemi radianti a pavimento risulta migliore. Ciò che realmente

distingue questi tre sistemi è la velocità di risposta in condizioni dinamiche, come si vedrà nei prossimi paragrafi.

### 6.1.2 CASO 2: RIPARTENZE

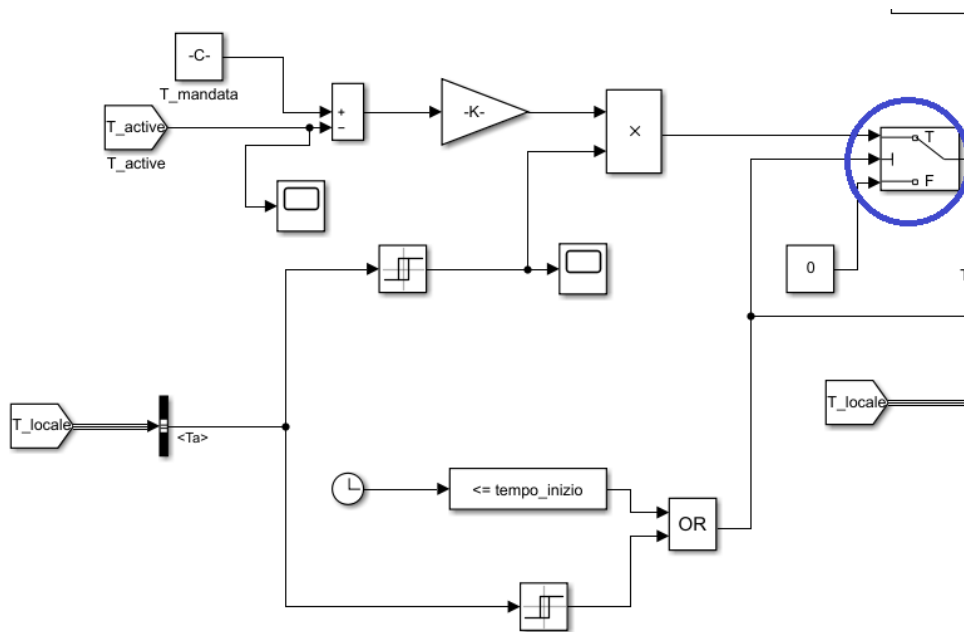
In questa simulazione, è stato utilizzato il modello della zona termica di riferimento per analizzare la velocità con cui i tre diversi sistemi radianti a pavimento sono in grado di riportare l'ambiente in condizioni di comfort dopo uno spegnimento dell'impianto. Si va, quindi, a studiare il comportamento dei tre sistemi quando, in un funzionamento intermittente dell'impianto, si riattivano. Per poter comparare le prestazioni dei sistemi radianti a pavimento, le simulazioni sono state effettuate con condizioni iniziali identiche, in particolare la temperatura esterna è stata mantenuta costante ed uguale a  $-5^{\circ}\text{C}$  (corrispondente alla temperatura esterna di progetto della stagione invernale di Bologna, da normativa UNI 10349) e l'irraggiamento solare è stato annullato. Per fare ciò, si ricorda, è stato necessario modificare la temperatura esterna e le componenti dell'irraggiamento solare (diffusa, diretta e riflessa) relative a tutte le orientazioni nel blocco di "*Climatic Data*" del modello su Simulink.

Il locale in esame confina attraverso la parete ovest, quella nord e il pavimento con locali riscaldati e mantenuti alla temperatura costante di  $20^{\circ}\text{C}$ , mentre attraverso il soffitto confina con un locale mantenuto ad una temperatura coincidente con quella del locale di riferimento quando la potenza in ingresso al nodo attivo è nulla, se invece questa non è nulla tale zona termica è mantenuta a  $20^{\circ}\text{C}$ . Nella figura successiva si può osservare il modello creato su Simulink modificato per rendere possibile tale simulazione.



**Figura 41:** progetto Simulink per i sistemi radianti a pavimento per il caso simulato delle ripartenze.

Tra il blocco del prodotto presente già nel progetto Simulink utilizzato per il regime “semi-stazionario” e il blocco delle intersezioni, è necessario aggiungere uno *Switch* (come si può osservare meglio in figura 42). Tale blocco ha tre ingressi, il secondo dei quali è il segnale di controllo. Se all’ingresso del controllo entra un valore maggiore di zero, lo switch fa in modo che come uscita ci sia il vettore entrante nel primo ingresso, altrimenti sarà il vettore entrante nel terzo ingresso ad uscire. In questo caso, come si vede in figura, in ingresso al controllo c’è un segnale proveniente da un blocco OR.



**Figura 42:** Progetto Simulink per le ripartenze dei tre sistemi radianti a pavimento.

Un operatore OR può dare due segnali di uscita: verso (1) o falso (0). In particolare, l’operatore OR lavora in questo modo, dove A e B sono i due ingressi ed OR è l’uscita:

**Tabella 14:** funzionamento di un operatore OR.

A	B	OR
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

Tale operatore dà come uscita un segnale nullo solo se il tempo che segnala l’orologio è superiore a quello di inizio (a partire dal quale si può avviare uno spegnimento, uguale ad 8 giorni) dell’impianto e la temperatura dell’aria del locale è superiore di 20.5°C (tale segnale proviene da un *Relay* che manda un segnale nullo solo se la temperatura supera tale valore,

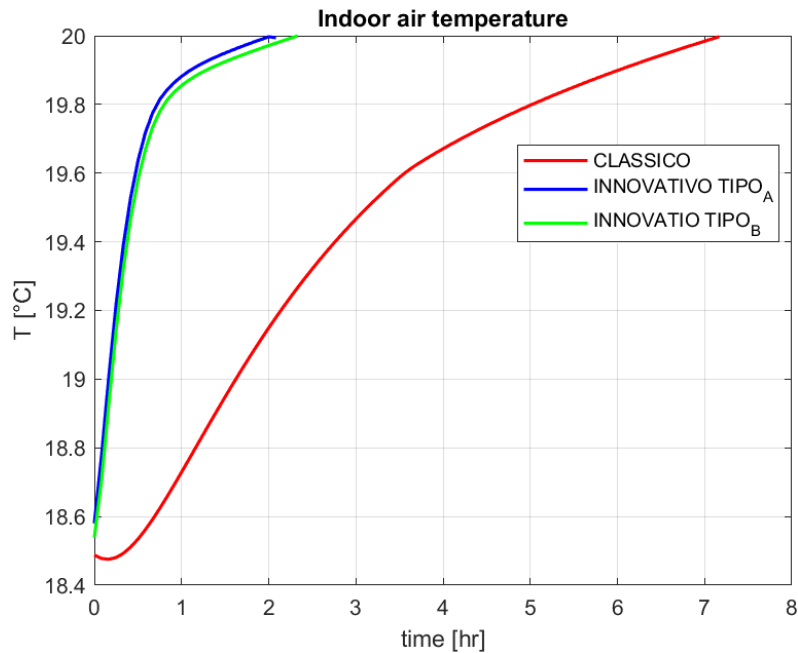
mentre manda un segnale uguale ad uno quando la temperatura dell'aria del locale è inferiore ad un certo valore  $T_{rip}$  uguale a  $18.5^{\circ}\text{C}$ ).

Il valore di  $T_{rip}$  è la temperatura a cui deve arrivare l'aria all'interno del locale, nel periodo di spegnimento, per fare in modo che l'impianto si riaccenda ed inizi a riscaldare l'ambiente. In definitiva, quando l'operatore OR manda un segnale nullo allo switch, questo annulla la potenza in ingresso nel locale e si avvia il periodo di spegnimento. L'impianto verrà riaccessibile solo quando la temperatura dell'aria interna ha raggiunto i  $18.5^{\circ}\text{C}$ .

Quando l'impianto viene riaccessibile la temperatura dell'aria nella stanza ritorna a crescere ma con una velocità diversa in funzione della tipologia di pannello radiante installato nella zona termica di riferimento.

Si avvia la simulazione dei tre casi considerando un tempo di simulazione di 12 giorni. Per il confronto del comportamento dei tre diversi sistemi, si sono considerati i risultati della simulazione appartenenti ad un particolare intervallo di tempo, cioè quello compreso tra l'istante di tempo in cui si ha la differenza minima tra la temperatura dell'aria rilevata e il valore di  $T_{rip}$  e l'istante in cui la temperatura dell'aria raggiunge un valore maggiore o uguale a  $19.99^{\circ}\text{C}$  subito dopo la riaccensione dell'impianto.

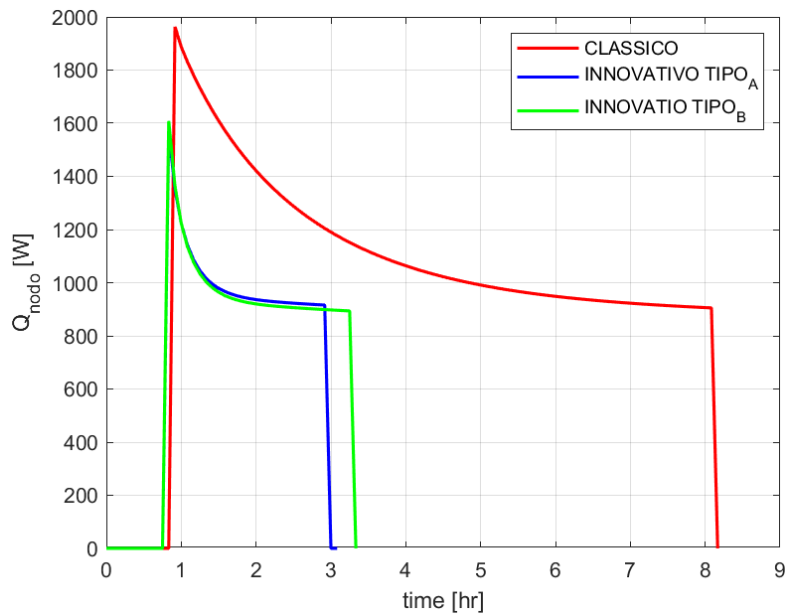
Nella figura successiva, è riportato l'andamento della temperatura dell'aria interna durante la ripartenza da freddo, per i tre sistemi radianti in esame, fino al raggiungimento della temperatura di  $20^{\circ}\text{C}$ . Come si può ben notare da tale figura, i due sistemi innovativi di tipo A e di tipo B sono caratterizzati da transitori di ripartenza quasi identici, anche se il sistema di tipo B impiega solo qualche minuto in più prima di recuperare i  $20^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 43:** andamenti della temperatura dell'aria interna durante la ripartenza dei 3 sistemi radianti.

Il sistema classico, invece, presenta una dinamica completamente diversa. Risulta, infatti, molto più lento rispetto agli altri due sistemi, nonostante tutti e tre i sistemi si attivino quando la temperatura dell'aria interna al locale raggiunge i 18.5°C. Il sistema classico, inoltre, per i primi 20-25 minuti non garantisce un aumento della temperatura dell'aria, anzi quest'ultima tende a diminuire; solo dopo questo lasso di tempo, la temperatura dell'aria inizia ad aumentare. Questo comportamento è causato dall'elevata inerzia termica dello strato di massetto in cui è annegata la tubazione, del quale sono sprovvisti i due sistemi innovativi. A causa della presenza del massetto, infatti, prima che l'acqua riesca a riscaldare la zona termica, deve aumentare la temperatura del massetto e nel frattempo la temperatura dell'aria interna del locale continua a diminuire.

L'elevata inerzia influenza anche l'andamento crescente della temperatura dell'aria, rendendo la curva del sistema radiante di tipo classico molto meno ripida rispetto agli altri due sistemi. Con il sistema classico si riescono a raggiungere i 20°C solo dopo circa 7 ore dalla riaccensione, mentre i sistemi innovativi impiegano poco più di 2 ore.



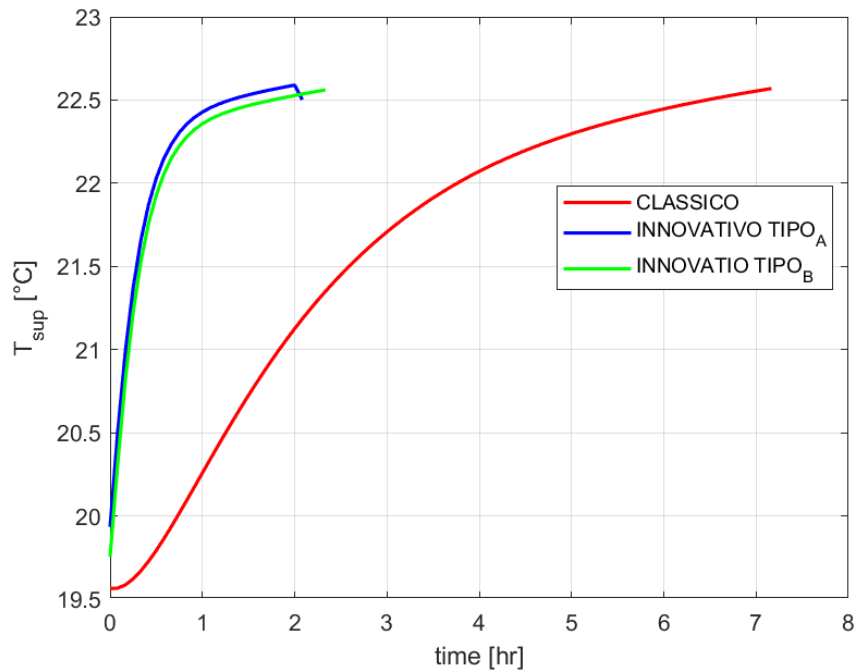
**Figura 44:** andamenti della potenza scambiata nel nodo attivo durante il transitorio dei 3 sistemi radianti.

Nella figura 44, invece, è rappresentata la potenza uscente dal nodo attivo, cioè quella scambiata dalle tubazioni con lo strato attivo per i diversi sistemi radianti. Come preannunciato dall'andamento della temperatura dell'aria interna, la potenza uscente dal nodo attivo del sistema radiante a pavimento di tipo classico si annulla dopo un tempo molto più lungo di quello che caratterizza i due sistemi innovativi. Poiché la portata dell'acqua che scorre nelle tubazioni e la temperatura di mandata si mantengono costanti per tutto il tempo di funzionamento, la potenza uscente dal nodo risulta massima nei primi istanti di tempo, cioè quanto la temperatura del nodo attivo risulta essere minima a causa dello spegnimento, ed è maggiore della potenza scambiata a regime. Per i tre sistemi tale potenza di picco è più del doppio della potenza a regime del sistema stesso. I due sistemi innovativi hanno un andamento molto simile dovuto al fatto di avere un valore di portata molto simile (il sistema di tipo A ha una portata uguale a 0.031 kg/s, mentre quello di tipo B 0.0299 kg/s). Ciò che li distingue sono la potenza di picco, la quale per il sistema radiante di tipo B risulta essere leggermente maggiore, e il tempo in cui si annulla la potenza uscente dal nodo, che per il sistema di tipo A risulta leggermente più breve. Queste due differenze sono dovute alle diverse caratteristiche strutturali dei due sistemi.

In figura 45 sono rappresentate le temperature superficiali dei tre sistemi radianti durante la ripartenza. Da questa figura si può notare come la velocità di aumento di tale temperatura sia fortemente influenzata dall'inerzia termica fra lo strato attivo e lo strato superficiale interno,

ottenendo per il sistema classico un aumento della temperatura superficiale molto più lento rispetto agli altri due sistemi e, nei primi minuti, anche una diminuzione della temperatura stessa.

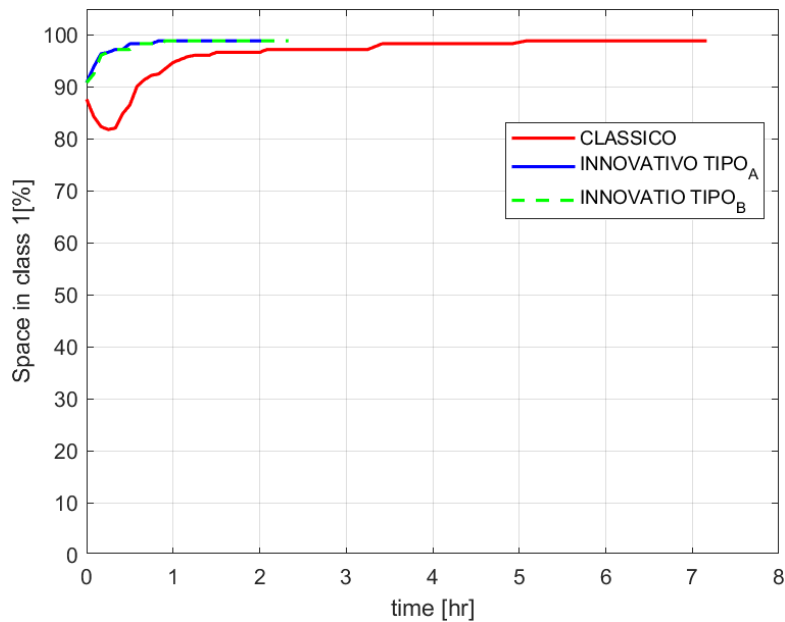
Le temperature, in tutti i tre casi, tendono a rimanere al di sotto della temperatura massima di 29°C, quindi al di sotto dei limiti di sicurezza, come richiesto dalle normative.



**Figura 45:** andamenti della temperatura superficiale dei tre sistemi radianti durante il transitorio di ripartenza.

In figura 46 sono presenti gli andamenti temporali della percentuale di spazio della zona termica in classe di comfort A. I due sistemi innovativi, partono già da un valore superiore al 90% e in circa un'ora raggiungono una percentuale prossima al 100% delle condizioni di comfort, arrivando al loro rispettivo valore di regime (vedi tabella 13). Il sistema radiante di tipo classico, invece, nei primi minuti presenta una diminuzione della percentuale fino a poco più del 80%, per poi aumentare fino ad arrivare ad un valore prossimo al 100% dello spazio del locale in condizioni di comfort di categoria A dopo più di 5 ore.

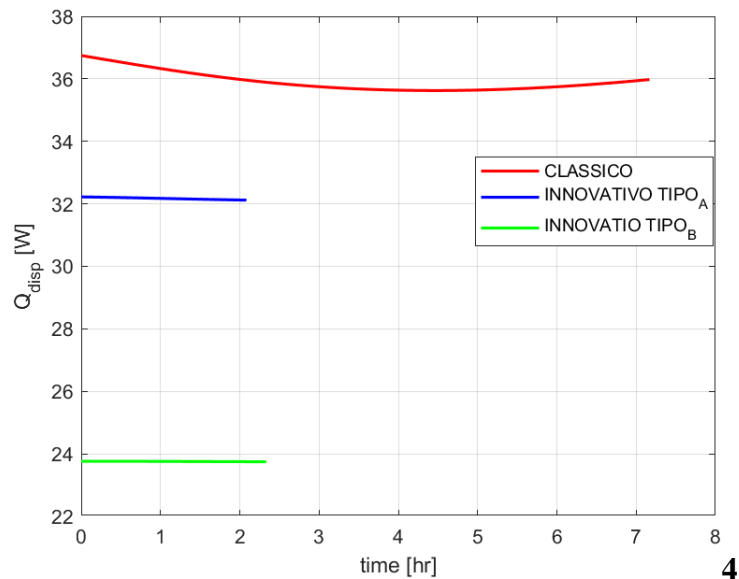




**Figura 46:** andamenti della percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di categoria A.

Infine, nella figura 47, sono rappresentati gli andamenti temporali delle potenze disperse dai tre sistemi radianti e, quindi, non utili a riscaldare il locale in esame. Ciò che si può notare a primo impatto è la differenza tra gli andamenti dei due sistemi innovativi, che finora, nei precedenti andamenti, avevano assunto comportamenti molto simili fra loro. In questo caso, invece, il sistema innovativo di tipo A risulta disperdere più potenza rispetto al sistema innovativo di tipo B. Ciò è dato dal fatto che il primo è caratterizzato, come visto precedentemente, da uno spessore di materiale isolante minore e quindi tende a disperdere maggiore potenza verso il locale sottostante il pavimento.

La tipologia che disperde maggiormente è quella di pavimento classico. Il sistema classico ha una resistenza termica totale ( $2.10 \text{ m}^2\text{K/W}$ ) maggiore di quella del sistema innovativo di tipo A ( $1.19 \text{ m}^2\text{K/W}$ ) e minore di quella del sistema innovativo di tipo B ( $2.13 \text{ m}^2\text{K/W}$ ), ma risulta la tipologia di pavimento più disperdente. Infatti, a causa dello strato di massetto che si ha nel sistema classico fra il nodo attivo e la superficie emittente, la temperatura del nodo attivo ( $27.93^\circ\text{C}$  in condizioni nominali) è maggiore della temperatura del nodo attivo del sistema innovativo di tipo A ( $26.26^\circ\text{C}$ ) e di quella del sistema innovativo di tipo B ( $26.27^\circ\text{C}$ ).

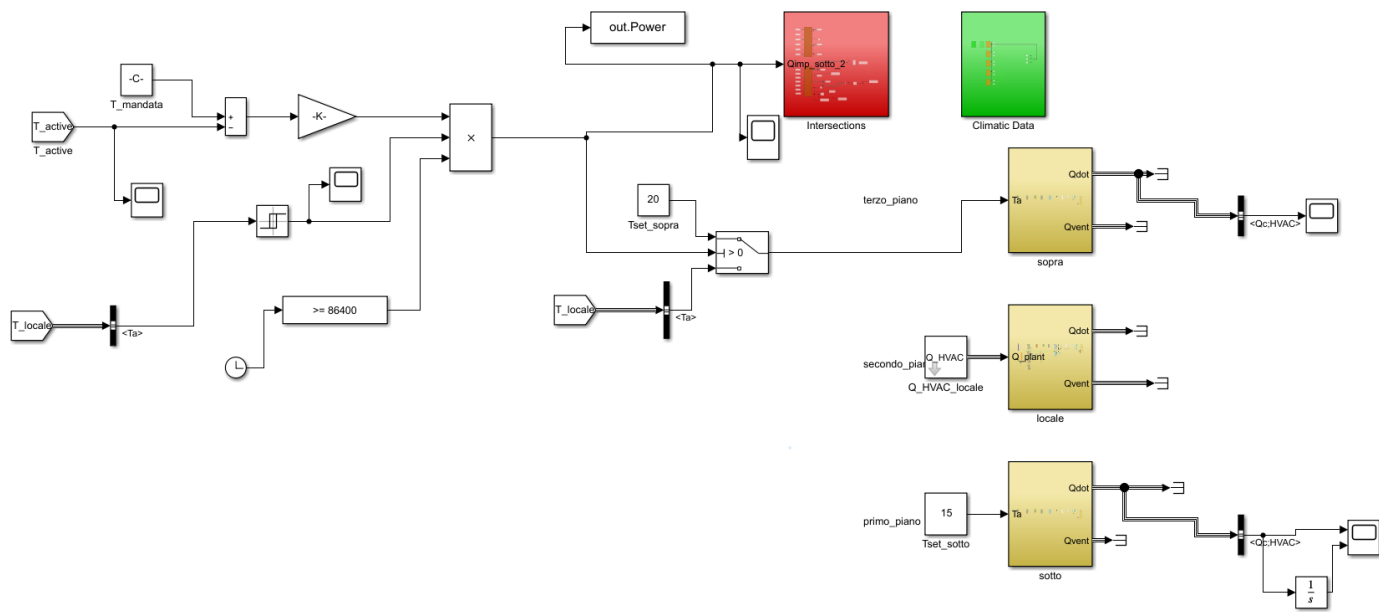


**Figura 47:** andamenti delle potenze disperse verso il locale sottostante dei tre sistemi radianti a pavimento durante la ripartenza.

### 6.1.3 CASO 3: SPEGNIMENTI

Il successivo caso in esame è quello riguardante il comportamento dei diversi sistemi radianti a pavimento durante gli spegnimenti. Anche in questo caso, il locale in esame è ubicato a Bologna e le condizioni al contorno sono stazionarie, imponendo la temperatura esterna uguale a  $-5^{\circ}\text{C}$  e l'assenza di irraggiamento solare. In questo caso il locale confina lateralmente con locali mantenuti a  $20^{\circ}\text{C}$ , superiormente con un locale mantenuto a  $20^{\circ}\text{C}$  quando la potenza in ingresso nel nodo attivo è maggiore di zero, in caso contrario la temperatura dell'aria coincide con quella del locale in esame (come si può vedere in figura 47) ed inferiormente con un locale con una temperatura impostata pari a  $15^{\circ}\text{C}$  costanti.

In questa simulazione, si analizza il comportamento dei tre sistemi radianti a pavimento quando l'impianto si spegne, che avviene quando la temperatura dell'aria interna raggiunge i  $20^{\circ}\text{C}$ . Nel momento in cui la temperatura dell'aria tocca i  $18^{\circ}\text{C}$ , l'impianto si riaccende. Nel modello Simulink, per poter eseguire la simulazione si è inserito il blocco *Product* con 3 ingressi: il primo è riservato al valore della potenza scambiata tra l'acqua che percorre le tubazioni e lo strato attivo, mantenendo costanti la temperatura di mandata e la portata del fluido; il secondo proviene da un *Relay* da cui esce un segnale che può assumere due valori, cioè 0 quando la temperatura dell'aria interna al locale è superiore a  $20^{\circ}\text{C}$  o 1 quando la temperatura dell'aria interna è inferiore a  $18^{\circ}\text{C}$ ; il terzo segnale proviene da un blocco *Compare to constant*, che manda un segnale non nullo se il tempo di simulazione è superiore o uguale a 86400 secondi, ovvero 1 giorno.



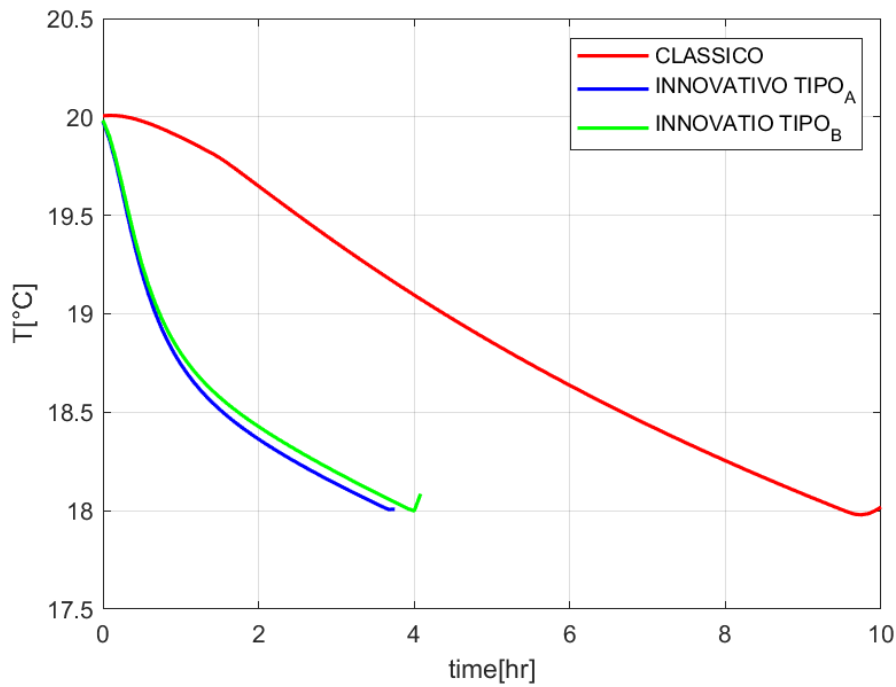
**Figura 48:** progetto Simulink per simulare gli spegnimenti dei tre sistemi radianti a pavimento.

Come nel caso precedente, per graficare gli andamenti nel tempo della temperatura, si è considerato una particolare finestra temporale, che ha inizio nel momento in cui si ha la minima differenza, in valore assoluto, tra la temperatura dell'aria interna e il valore di 20°C (dopo 8 giorni dall'inizio della simulazione, per arrivare in condizioni di regime) e ha fine nell'istante di tempo in cui si ha la minima differenza di temperatura tra quella dell'aria interna e 18°C.

Come tempo di simulazione totale si sono considerati 12 giorni.

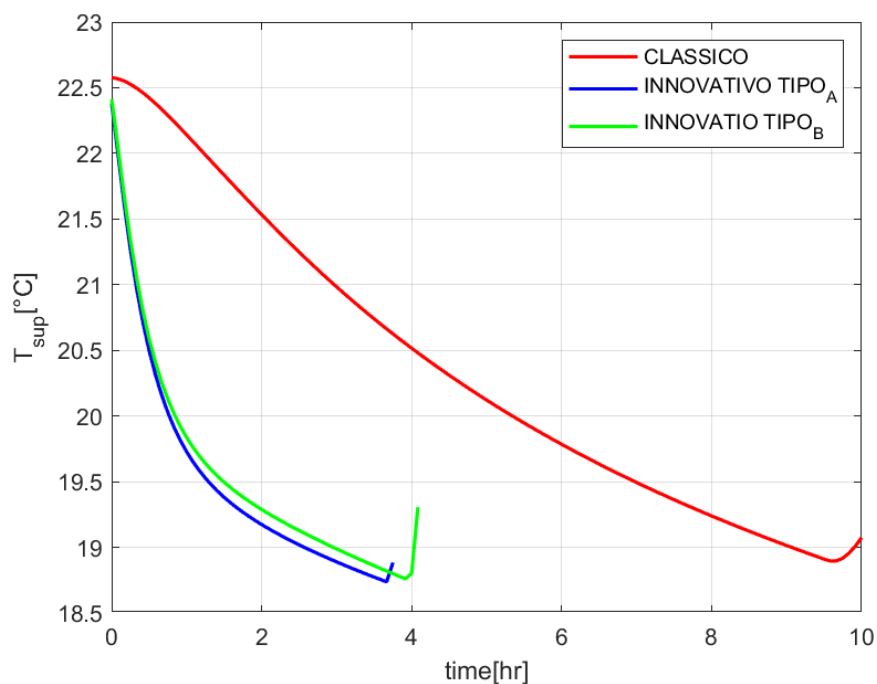
Avviata la simulazione, i risultati ottenuti si possono osservare dalle figure successive. In figura 49 sono rappresentati gli andamenti della temperatura interna dell'aria del locale nei 3 casi di sistemi radianti a pavimento durante il transitorio di spegnimento.

I sistemi innovativi di tipo A e di tipo B sono caratterizzati da transitori molto più rapidi, ognuno pari a circa un terzo di quello del sistema di tipo classico. A causa del maggiore spessore dello strato di isolante del sistema innovativo di tipo B rispetto a quello di tipo A, con il sistema di tipo B la temperatura dell'aria interna raggiunge i 18°C dopo 4 ore dallo spegnimento dell'impianto, mentre con la tipologia A il transitorio è più breve di circa 20 minuti. Il sistema radiante di tipo classico, invece, in questo caso risulta migliore perché grazie alla sua più elevata inerzia termica fa in modo che la temperatura dell'aria interna arrivi a 18°C dopo più di 9 ore.



**Figura 49:** andamenti della temperatura interna dell'aria del locale dei tre casi di sistemi radianti a pavimento durante il transitorio di spegnimento

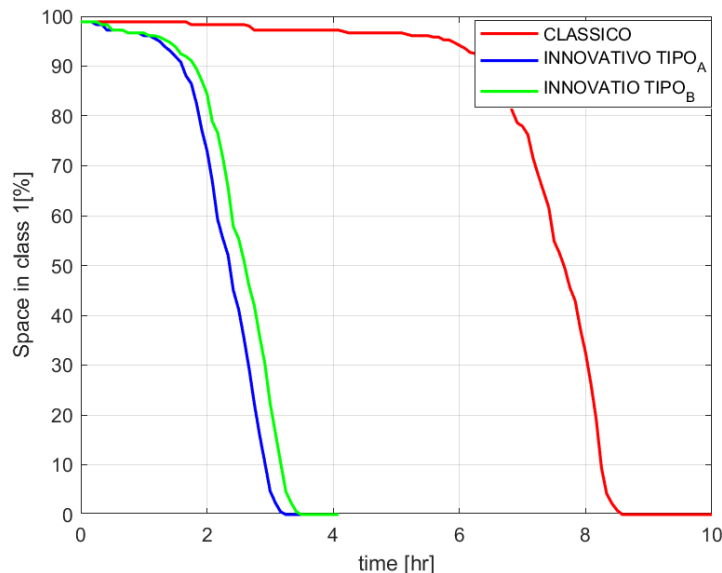
Nella figura successiva, è possibile notare l'andamento della temperatura superficiale del sistema radiante ed anche qui si può notare l'importanza dell'elevata inerzia termica del sistema di tipo classico: grazie a questa, infatti, il pavimento tende a rilasciare il calore accumulato nel massetto meno rapidamente rispetto agli altri due casi, rendendo il transitorio più lungo.



**Figura 50:** andamenti della temperatura superficiale dei tre sistemi radianti a pavimento.

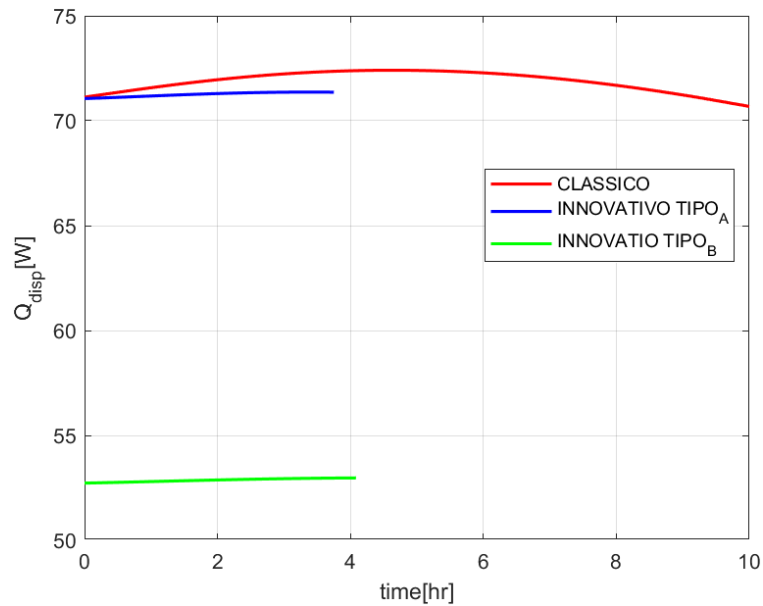
Poiché le condizioni di comfort dipendono dalla temperatura dell'aria interna del locale, anche l'andamento della percentuale di spazio della zona termica in classe di comfort di categoria A sottolinea come la maggiore inerzia termica del sistema classico lo renda, in questo caso, migliore degli altri due sistemi, come si può notare in figura 51. Dagli andamenti dei due sistemi innovativi si nota che dopo circa due ore dallo spegnimento dell'impianto, la percentuale dello spazio della zona termica in classe A cala del 20%, per poi annullarsi dopo più di tre ore dall'inizio dello spegnimento.

L'andamento relativo al sistema radiante a pavimento di tipo classico cala molto meno velocemente, infatti la percentuale cala del 20% dopo circa 7 ore e arriva ad annullarsi dopo circa 8 ore e mezza.



**Figura 51:** andamenti della percentuale di spazio del locale in condizioni di comfort di categoria A dei 3 sistemi durante il transitorio.

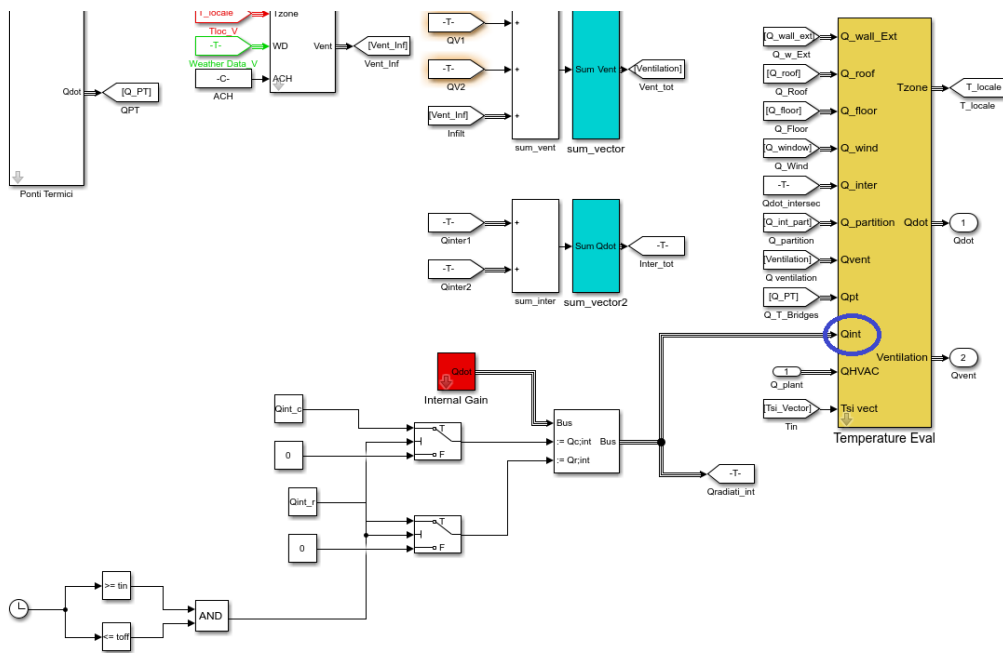
Infine, nella figura successiva, sono raffigurati gli andamenti della potenza dispersa dai 3 sistemi radianti verso il locale sottostante. Come nella precedente simulazione relativa alle ripartenze, il sistema con minori dispersioni risulta essere il sistema radiante a pavimento innovativo di tipo B, grazie allo strato maggiore di isolante termico dietro alle tubazioni rispetto al sistema di tipo A. Il sistema classico, essendo caratterizzato da un tempo del transitorio più lungo, disperde maggior calore per maggior tempo, fino a 10 ore dall'inizio dello spegnimento dell'impianto.



**Figura 52:** andamenti della potenza dispersa verso il locale sottostante nei tre diversi casi.

#### 6.1.4 CASO 4: INGRESSO PERSONE NELLA ZONA TERMICA

In questo caso di esame, si sono studiati i diversi comportamenti del sistema radiante a pavimento di tipo classico e quello innovativo di tipo A (non si è considerato il tipo B poiché si comporta in maniera simile a quello di tipo A) quando all'interno del locale entrano delle persone, aumentando quindi il carico interno gratuito. Si considerano condizioni esterne costanti, ovvero temperatura esterna fissa a 5°C e irraggiamento solare nullo. La zona termica è ubicata sempre a Bologna. Il locale si considera confinante inferiormente e lateralmente con zone termiche mantenute ad una temperatura dell'aria di 20°C, mentre superiormente confina con un locale caratterizzato da una temperatura dell'aria interna coincidente con quella del locale oggetto della simulazione. Per simulare l'ingresso di persone all'interno del locale in Simulink, si inseriscono ulteriori carichi interni pari a 300 W convettivi e 100 W radiativi per un periodo di tre ore. In figura 53 si può notare come simulare questo aumento dei carichi interni nella zona termica. In entrata al blocco che rappresenta la zona termica di riferimento, si modifica l'ingresso di  $Q_{int}$ , come mostrato in figura, inserendo un *Bus assignment* caratterizzato da tre ingressi: il primo è collegato al blocco originale degli apporti interni, creato da ALMABuild; nel secondo e nel terzo ingresso, invece, entrano due segnali relativi, rispettivamente, alla componente convettiva e a quella radiativa del carico interno ulteriore dovuto all'ingresso di persone nel locale. Questi due ultimi segnali provengono rispettivamente da due *Switch*, comandati entrambi da un segnale vero o falso proveniente da un blocco AND.



**Figura 53:** blocco della zona termica del progetto Simulink per i sistemi radianti a pavimento per simulare l'ingresso di persone.

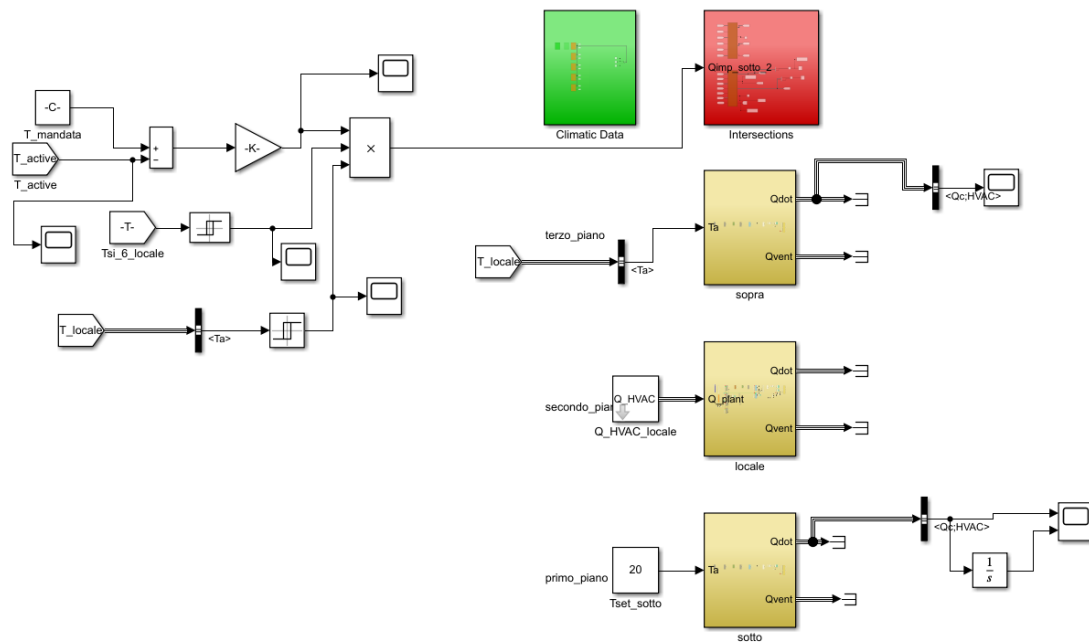
L'operatore AND lavora nel seguente modo, dove A e B sono i due ingressi:

**Tabella 15:** funzionamento di un operatore AND.

A	B	AND
0	0	0
1	0	0
0	1	0
1	1	1

Se in ingresso all'operatore AND si hanno due segnali non nulli, quindi quando il tempo appartiene a quell'intervallo considerato per la permanenza delle persone (nei due *Compare to constant*,  $t_{in}$  e  $t_{off}$  corrispondono rispettivamente ai due istanti di tempo di ingresso ed uscita delle persone dalla zona termica), negli *Switch* entra un valore non nullo. I due *Switch* inviano allora al *Bus assignment* segnali diversi da zero, formando un vettore che si somma al bus originale (contenente apporti interni nulli).

Esternamente al blocco di *Intersections*, si inseriscono i soliti blocchi relativi alla potenza termica dell'acqua in circolazione nelle tubazioni, il controllo di sicurezza della temperatura della superficie del pavimento che non deve superare i 29°C (limite imposto dalle normative) ed il controllo della temperatura dell'aria interna del locale, la quale deve mantenersi tra i 19°C e i 20°C, cioè nella banda di regolazione (considerando come temperatura di set point 19.5°C).



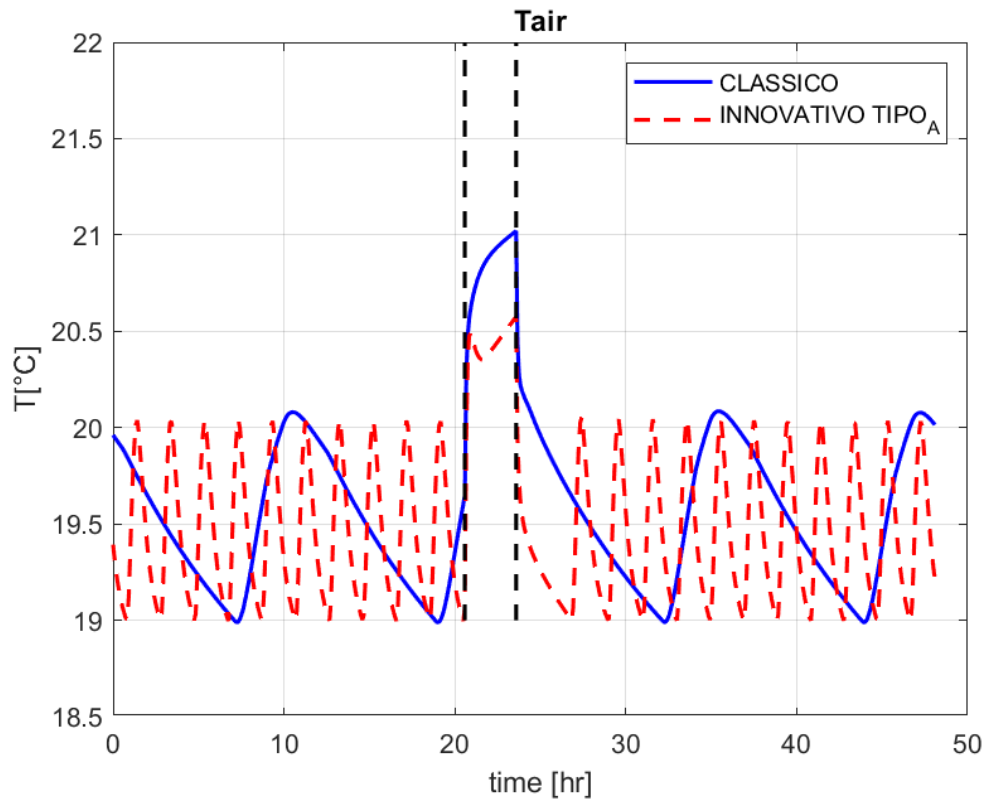
**Figura 54:** lay-out esterno del progetto Simulink per analizzare le risposte dei sistemi radianti dopo l'ingresso di persone nella zona termica.

A questo punto si può avviare la simulazione, considerando un tempo totale di simulazione di tre giorni. Sono stati considerati gli andamenti dopo un tempo di un giorno della simulazione per portare a regime i sistemi considerati. Le persone entrano dopo poco più di 20 ore da tale istante, permanendo nel locale per 3 ore.

Nella figura successiva (figura 55) è riportato l'andamento della temperatura dell'aria nel locale nel corso delle due giornate. Le due rette tratteggiate nere presenti nella figura 54 rappresentano gli istanti di tempo di inizio e fine dell'aumento dell'apporto interno gratuito, identificano cioè il tempo di tre ore durante il quale si simula l'ingresso delle persone all'interno della zona termica di riferimento.

Come si può notare dalla figura, prima dell'ingresso delle persone nel locale entrambi i sistemi radianti sono caratterizzati da cicli di accensione e spegnimento, controllati dal sistema di regolazione della temperatura dell'aria. Ciò succede perché le potenze emesse dai due sistemi radianti, rispettivamente, sono maggiori delle dispersioni del locale in quella condizione e, quindi, la temperatura interna tenderebbe ad un valore maggiore di quello fissato come *set point*.





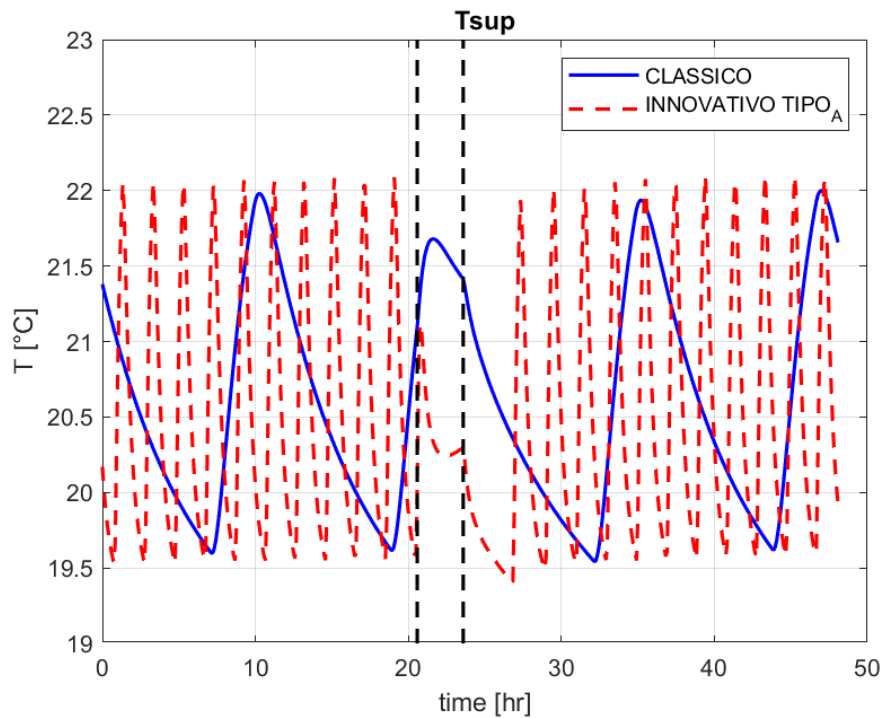
**Figura 55:** andamento della temperatura dell'aria interna per i due sistemi radianti a pavimento.

Il sistema radiante di tipo innovativo tende ad essere soggetto a più cicli on-off a causa della sua bassa inerzia termica rispetto al sistema di tipo classico, con il quale la temperatura tende a variare meno velocemente.

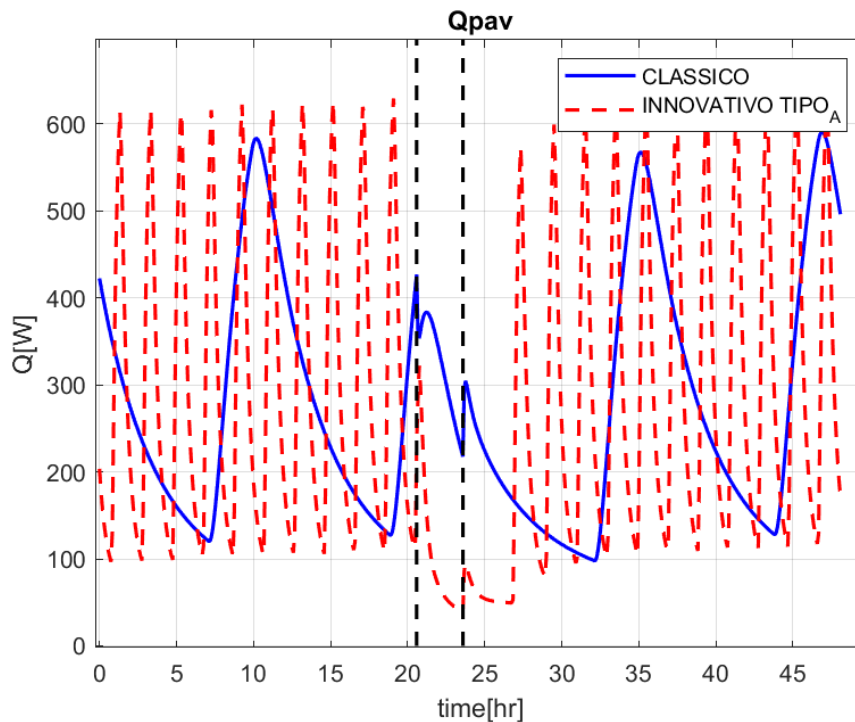
Nel momento in cui entrano le persone nel locale, la temperatura dell'aria tende ad aumentare velocemente. Nel caso di sistema classico questa temperatura tende ad assumere un valore maggiore del valore a cui si arriva col sistema innovativo. La spiegazione di questo fatto si può ottenere analizzando l'andamento della temperatura superficiale del pavimento (che regola la potenza emessa dal pannello radiante) riportato in figura 56.

Da questa figura si può notare che durante il transitorio dell'ingresso delle persone il sistema classico mantiene quasi costante la temperatura superficiale, nonostante il sistema di regolazione abbia azionato lo spegnimento dell'impianto. Ciò causa il fatto che la potenza emessa dal pannello non diminuisca abbastanza, come si mostra in figura 57, provocando l'aumento della temperatura dell'aria interna.

Al contrario, nel caso di sistema radiante di tipo innovativo, la temperatura superficiale diminuisce più velocemente, garantendo una minore potenza emessa dal pannello e, di conseguenza, un minore aumento della temperatura dell'aria, evitando così sprechi di potenza.



**Figura 56:** andamenti della temperatura superficiale del pavimento dei due sistemi durante il transitorio.

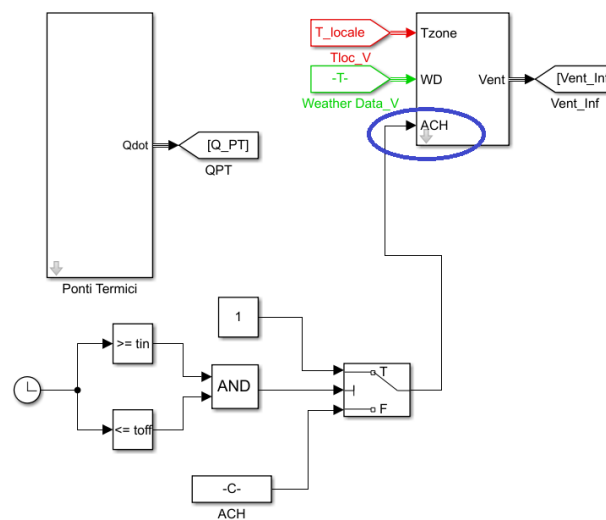


**Figura 57:** andamenti della potenza emessa dai due pannelli radianti durante il transitorio.

Notando questi due transitori, si può dedurre che il sistema composto da pannelli di tipo innovativo sia migliore nel gestire situazioni di transitorio, grazie alla sua ridotta inerzia termica, che gli garantisce una maggior velocità nel rispondere a variazioni delle condizioni al contorno.

### 6.1.5 CASO 5: AUMENTO CARICHI: APERTURA FINESTRE

Questa simulazione ha lo scopo di analizzare i comportamenti dinamici dei sistemi radianti a pavimento di tipo classico e di tipo A innovativo durante un transitorio caratterizzato da un aumento dei carichi esterni, dovuto all'apertura della finestra da parte dell'utente del locale. Tale situazione è abbastanza frequente poiché è necessario ricambiare l'aria per motivi igienici, soprattutto nei locali, come in questo caso, in cui non c'è un impianto di trattamento dell'aria. Questo ricambio d'aria proveniente dall'esterno causa inevitabilmente un aumento delle perdite di calore per ventilazione. Al fine di mantenere la temperatura dell'aria interna costante è necessario che l'impianto si adegui all'aumento di potenza richiesto nel minor tempo possibile. Per poter simulare un aumento dei carichi esterni, si entra nel blocco della zona termica di riferimento e si va a modificare l'ingresso relativo ad ACH (*Air Changes per Hour*), inserendo uno *Switch*, come si può notare nella figura 58.

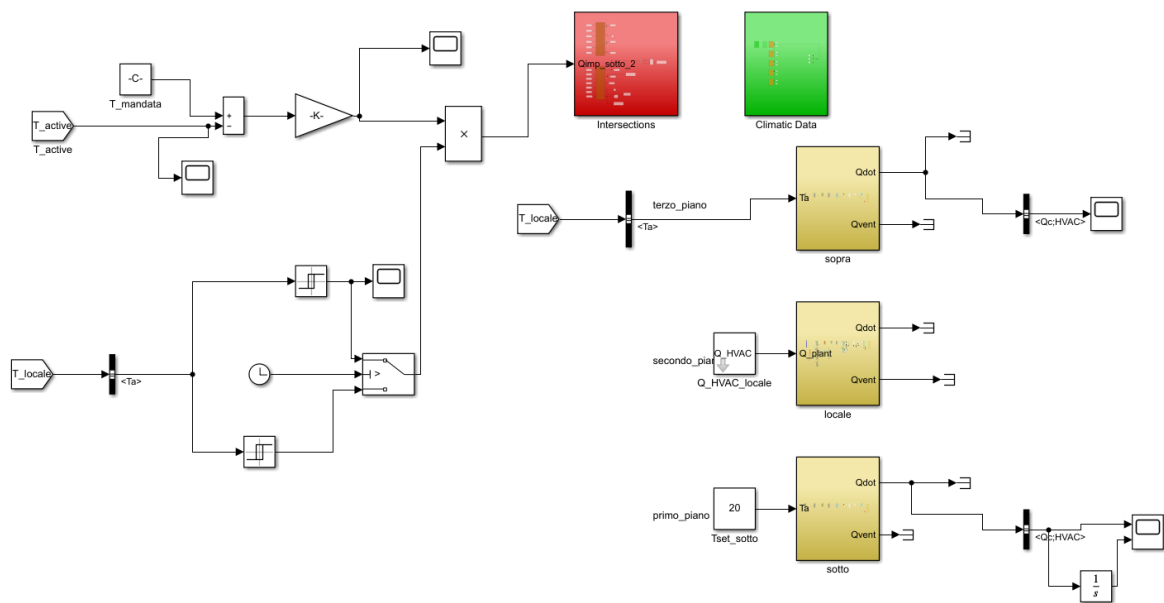


**Figura 58:** blocco della zona termica del progetto Simulink finalizzato a simulare un aumento dei carichi per ventilazione.

Tale *Switch* è comandato da un ingresso proveniente da un operatore AND (vedi tabella 15). Se il valore temporale della simulazione soddisfa entrambe le condizioni, quindi appartiene all'intervallo di tempo tra  $t_{in}$  (circa 20 ore dopo l'inizio della simulazione) e  $t_{off}$  (dopo 10 minuti da  $t_{in}$ ), lo *Switch* sceglie il primo ingresso e fa in modo che il valore della ventilazione sia pari

a 1 vol/h. Altrimenti coincide con quello scelto durante la modellazione con ALMABuild, cioè 0.3 vol/h.

Nella figura successiva invece c'è il lay-out del modello su Simulink. La zona termica è sempre ubicata a Bologna e confina attraverso il pavimento e due pareti laterali con locali riscaldati a 20°C e attraverso il solaio con un locale che si mantiene alla stessa temperatura della zona termica in esame. Si considera trascurabile l'irraggiamento solare e la temperatura esterna fissa e pari a 5°C.

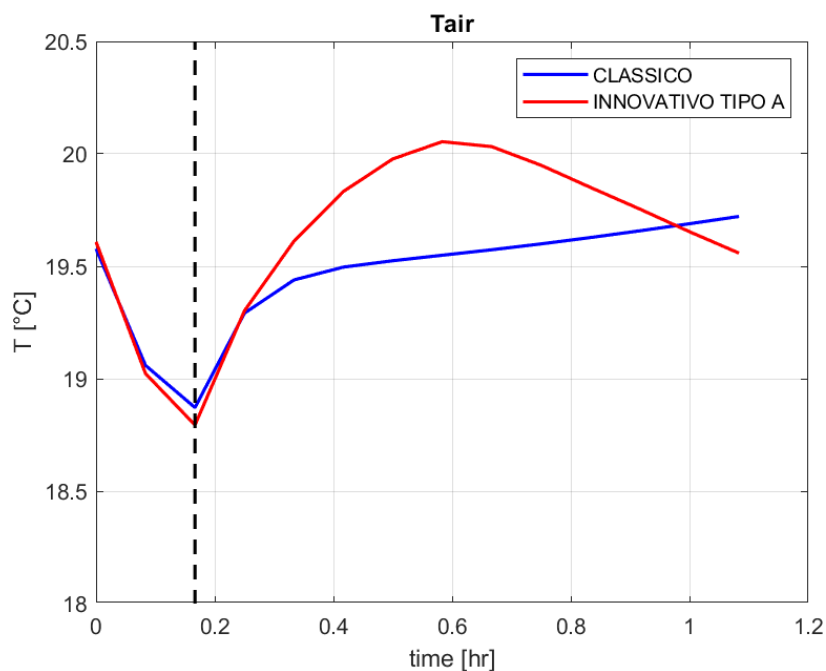


**Figura 59:** lay-out del progetto Simulink per simulare l'aumento di carichi per ventilazione.

Come nel caso precedente, anche qui oltre ad avere i blocchi relativi alla potenza in ingresso nel nodo, abbiamo un sistema di regolazione della temperatura dell'aria interna del locale. Dopo l'inizio del transitorio, cioè quando si aumentano i carichi esterni, la temperatura dell'aria interna viene regolata affinché rimanga nella banda di regolazione pari a [19°C, 20°C], attraverso un *Relay*. Quando il tempo della simulazione è inferiore al tempo  $t_{in}$ , lo *Switch* fa passare il secondo segnale che proviene da un *Relay* più stringente rispetto a quello precedente: questo, infatti, ha l'obiettivo di mantenere la temperatura dell'aria interna in un intervallo più stretto, cioè [18.99 °C, 19.01°C]. Attraverso questo *Switch*, qualunque sia il segnale d'ingresso scelto, quando la temperatura supera il limite superiore si annulla la potenza immessa, spegnendo così l'impianto e si riattiva quando la temperatura scende al di sotto del limite inferiore.

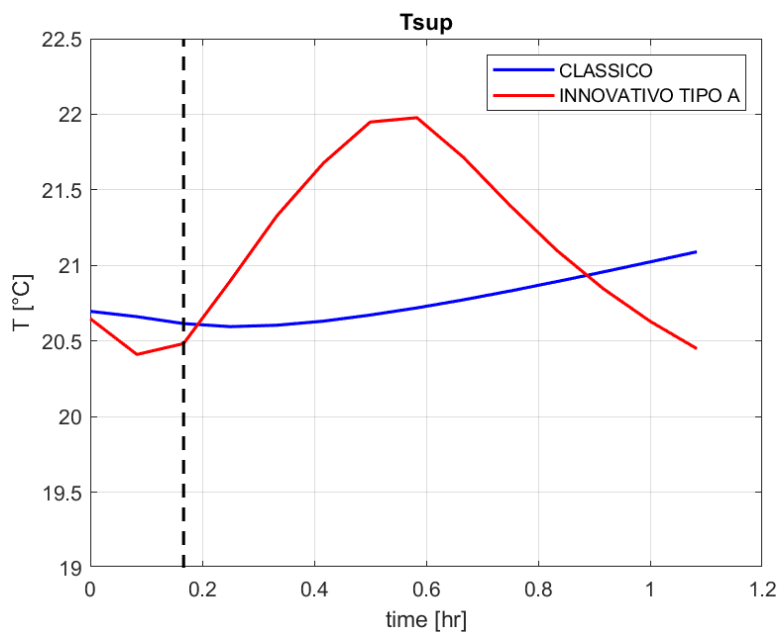
Il tempo di simulazione totale è di tre giorni. In figura 60 sono presenti gli andamenti della temperatura dell'aria interna con i due diversi sistemi radianti a pavimento durante l'intervallo di tempo preso in considerazione: a partire dal tempo di inizio dell'apertura delle finestre fino a poco più di un'ora dopo. Le finestre vengono chiuse dopo 10 minuti (l'istante di tempo in cui avviene la chiusura è evidenziato dalla linea tratteggiata nera rappresentata in figura 60). Entrambe le curve scendono al di sotto dei 19°C durante l'apertura della finestra, ciò evidenzia che nessuno dei due sistemi radianti riesce a mantenere la temperatura al di sopra di questo valore.

Anche se la minima temperatura dell'aria interna viene raggiunta con il sistema innovativo, tale pavimento riesce a riportare la temperatura dell'aria interna alla soglia dei 20°C in circa mezz'ora, mentre il sistema radiante classico non ci riesce nemmeno dopo un'ora.



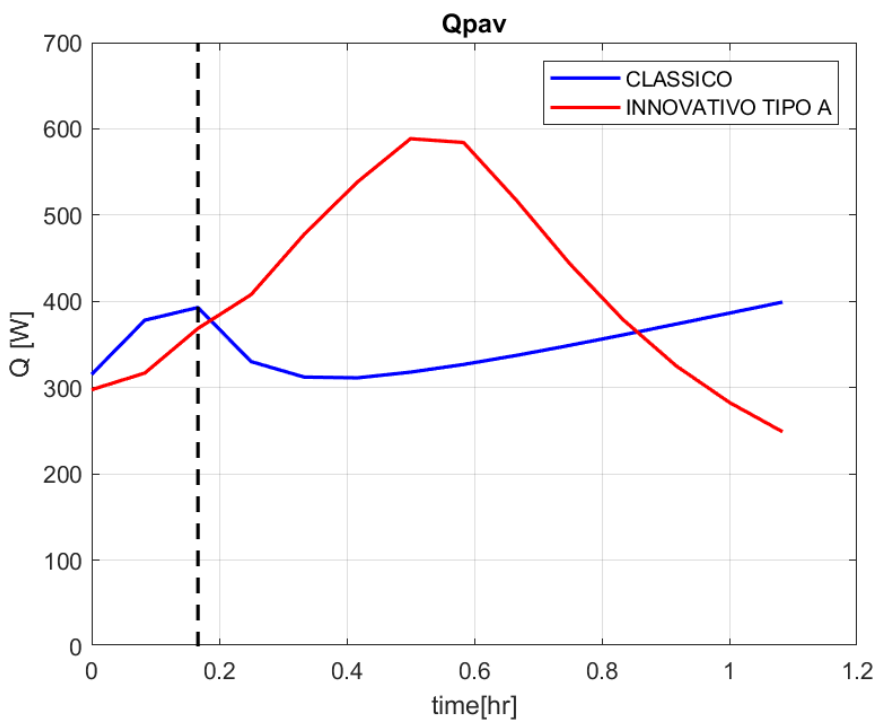
**Figura 60:** andamenti della temperatura dell'aria interna dei due sistemi durante il transitorio.

In figura 61 sono rappresentati gli andamenti della temperatura superficiale dei due pannelli nel transitorio seguente l'apertura della finestra. Si può evidenziare come la temperatura superficiale del pavimento di tipo classico aumenti molto lentamente e rimanga quasi costante durante il periodo di apertura della finestra a causa della sua elevata inerzia termica. Il sistema radiante con il pannello innovativo subisce un maggior calo di temperatura superficiale durante l'apertura della finestra, ma poi è in grado di aumentarla molto più rapidamente.



**Figura 61:** andamenti della temperatura superficiale dei due pavimenti radianti.

In figura 62 invece è possibile notare l'andamento della potenza emessa dal pavimento durante il transitorio, che riflette indirettamente l'andamento già visto della temperatura superficiale del pannello. Anche qui, è evidenziata la velocità con cui il sistema radiante innovativo riesce ad adattarsi al nuovo carico più velocemente e ad aumentare la potenza emessa dall'impianto.



**Figura 62:** andamenti della potenza emessa dai due pavimenti radianti.

### 6.1.6 CASO 6: SIMULAZIONI ANNUALI

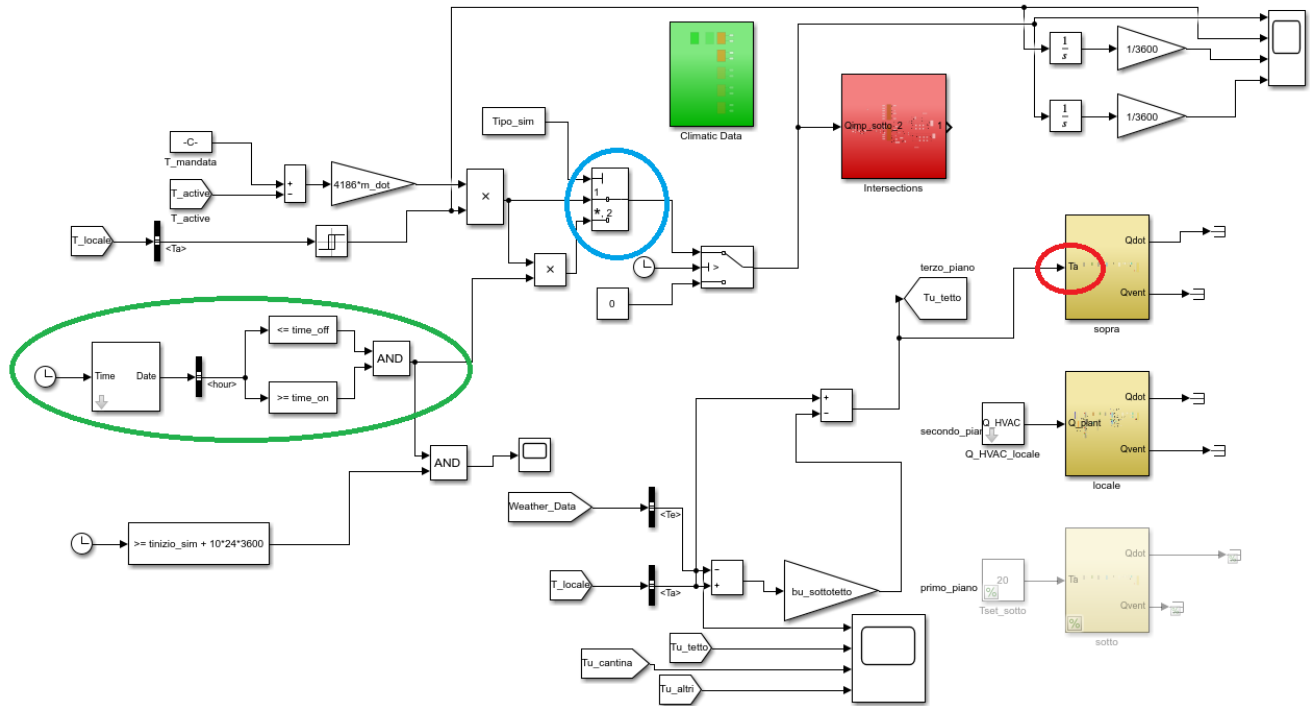
Dopo aver controllato che le condizioni di comfort quando la temperatura dell'aria interna rimane all'interno della banda di regolazione in condizioni stazionarie siano garantite dai pavimenti radianti associati alla zona termica (vedi paragrafo 6.1.1) e aver studiato i comportamenti di questi in diverse situazioni transitorie, si sono avviate delle analisi annuali delle prestazioni energetiche dei diversi sistemi, considerando condizioni al contorno diverse.

La zona termica in esame è sempre ubicata a Bologna ed è confinante per 4 dei suoi lati con altri locali. Per ogni tipologia di pavimento radiante considerata sono state analizzate diverse situazioni, per riuscire ad evidenziare al meglio i comportamenti dei tre sistemi radianti.

Le 4 situazioni analizzate si differenziano per le condizioni al contorno e per la tipologia del funzionamento dell'impianto, se continuo o intermittente, e sono:

- Regime di funzionamento continuo (h24), locali confinanti riscaldati (ovvero temperatura dell'aria interna dei locali confinanti coincidente con quella della zona termica in esame);
- Regime di funzionamento intermittente (spento dalle 23 alle 7), locali confinanti riscaldati;
- Regime di funzionamento continuo, locali confinanti non riscaldati (ovvero temperatura dell'aria interna dei locali confinanti variabile, considerando dei fattori di riduzione della temperatura  $bu$ :  $bu = 0.5$  per soffitto e pavimento,  $bu = 0.4$  per locali sullo stesso piano);
- Regime di funzionamento intermittente, locali confinanti non riscaldati.

Per poter simulare queste quattro situazioni diverse, a partire dal progetto Simulink originario è necessario fare qualche modifica ed aggiungere molti nuovi collegamenti logici, come rappresentato in figura 63.



**Figura 63:** lay-out del progetto Simulink per i tre sistemi radiati a pavimento per le simulazioni annuali.

Si nota come si siano aggiunti nuovi blocchi oltre ai blocchi presenti per la simulazione semi-stazionaria. Evidenziati col cerchio verde sono i blocchi necessari per simulare un impianto a regime intermittente: col blocco con ingresso il tempo si riesce a tradurre il tempo di simulazione in un orario giornaliero (tale blocco è ricavabile dalla libreria di ALMABEST: *ALMABuild* → *tools* → *Date*). Da questo blocco esce un segnale che viene comparato con due *Compare to constant* a due valori e l'operatore AND invierà un segnale non nullo solo se si soddisfano entrambe le condizioni, cioè che l'ora sia compresa tra *time\_on* (pari a 7) e *time\_off* (pari a 23). Di conseguenza, questi blocchi sono necessari per simulare lo spegnimento di un impianto a regime intermittente alle ore 23 di ogni giornata simulata e l'accensione alle ore 7.

Cerchiato in azzurro, sempre nella figura precedente, si ha un *Multiport switch* con tre ingressi. Il primo ingresso è la cosiddetta porta di controllo, infatti in base al valore numerico che entra in questo input, il blocco sceglie uno dei degli altri ingressi. Per esempio, se entra dalla porta di controllo un segnale pari a uno, lo switch sceglierà il primo segnale fra i possibili ingressi e così via. In questo caso, attraverso la porta di controllo si sceglie la tipologia di simulazione da avviare: se di un impianto a funzionamento continuo o intermittente: *Tipo\_sim* = 1 dà via alla simulazione di un impianto a regime continuo; *Tipo\_sim* = 2 dà via libera invece alla simulazione di un impianto a regime intermittente e per fare ciò si prende il segnale proveniente



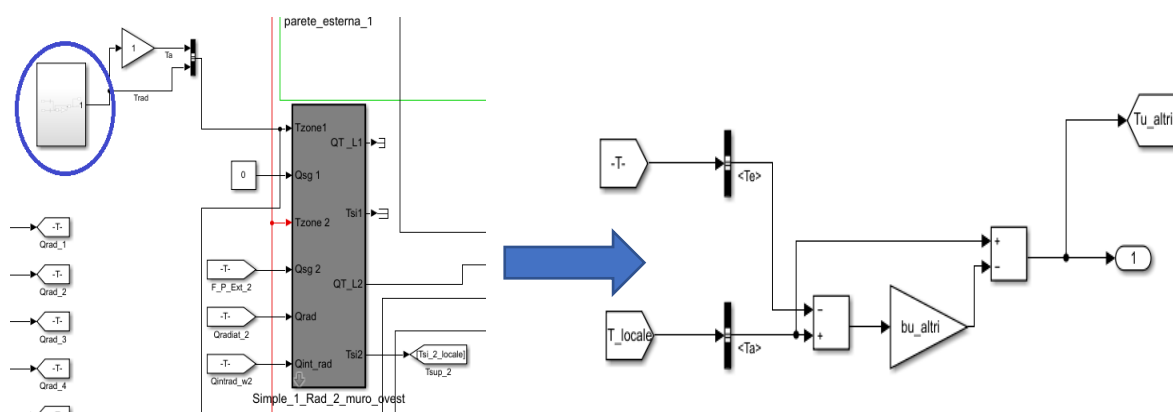
da un blocco *Product* di cui uno dei due segnali d'ingresso è il segnale di uscita dell'operatore AND visto prima.

Ciò che viene cerchiato in rosso, invece, è il segnale relativo alla temperatura dell'aria interna in ingresso al blocco della zona termica confinante superiormente con quella di riferimento. Si può notare che per ottenere tale valore sono necessari altri blocchi, i quali vengono utilizzati al fine di poter modificare il valore di questa temperatura nelle diverse simulazioni. Mentre i due gruppi precedenti sono stati usati per simulare i due diversi regimi di funzionamento, questo è importante per poter simulare le altre due diverse condizioni al contorno: locali confinanti riscaldati e non. Per fare ciò si utilizza la seguente relazione:

$$T_{a\_locale\_sotto\_tetto} = T_{a\_locale} - (T_{a\_locale} - T_e) \cdot bu_{sottotetto} \quad (15)$$

Dove  $T_{a\_locale\_sotto\_tetto}$  si considera la temperatura dell'aria interna del locale confinante superiormente con la zona termica in esame,  $T_{a\_locale}$  è la temperatura dell'aria interna della zona termica,  $T_e$  è la temperatura dell'aria esterna derivante dal blocco *Weather\_Data* mentre il fattore  $bu$  relativo al "sottotetto" viene modificato il base alla tipologia di simulazione (se locali riscaldata  $bu$  è pari a 0, altrimenti, in questo caso, è uguale a 0.5).

Per quanto riguarda i locali confinanti sullo stesso piano, quindi quelli che confinanti con la zona termica attraverso le pareti Nord ed Ovest, è necessario effettuare qualche modifica all'interno del blocco della zona termica in esame. Come si vede in figura 64, considerati i due blocchi grigi che simulano le due pareti interne, si modificano due dei loro ingressi, ovvero  $T_{zone1}$  e  $Q_{sg1}$ .

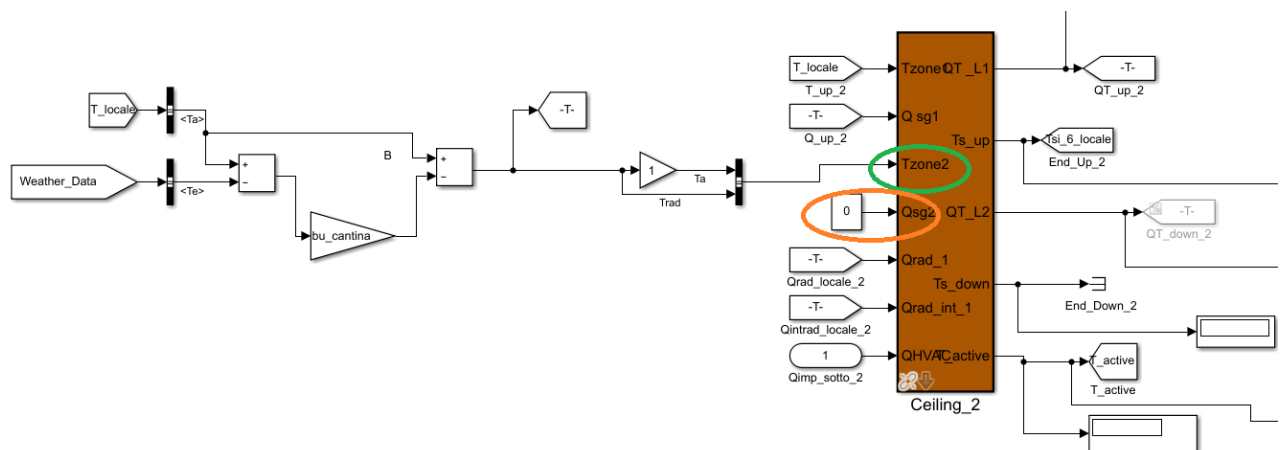


**Figura 64:** a sinistra è evidenziato il nuovo blocco, mentre a destra i collegamenti logici ivi presenti.

Il valore di  $Q_{sg1}$ , cioè i guadagni solari, è impostato uguale a zero mentre il valore di  $T_{zone1}$  varia in base alla condizione di locale riscaldato oppure no. Per fare ciò, si costruisce un nuovo blocco (evidenziato in blu nella figura 64 a sinistra) in cui sono presenti i collegamenti logici presenti in figura 64 a destra.

Anche qui si utilizza la formula 15 però ora considerando un fattore  $bu$  diverso ( $bu_{altri}$  è pari a 0 quando i locali dello stesso piano sono riscaldati, è pari, invece, a 0.4 quando non lo sono).

Per quanto riguarda il locale confinante inferiormente con la zona termica, per poter modificare la temperatura al suo interno, quindi poter renderlo un locale riscaldato o no, è possibile entrare nel blocco di *Intersections* e apportare alcune modifiche al blocco *ceiling\_2* che simula il pavimento della zona termica (si ricorda che è il blocco in cui si manda il segnale della potenza scambiata dall'acqua nelle tubazioni). In figura 65 sono evidenziati i due ingressi da modificare, cioè quelli relativi a locale del piano inferiore. Anche qui si annullano i guadagni solari e in ingresso a  $T_{zone2}$  c'è il segnale risultato della formula 15, considerando un  $bu_{cantina}=0.5$ , come quello del locale al piano superiore della zona termica.



**Figura 65:** lay-out del progetto Simulink nel blocco *Intersections*

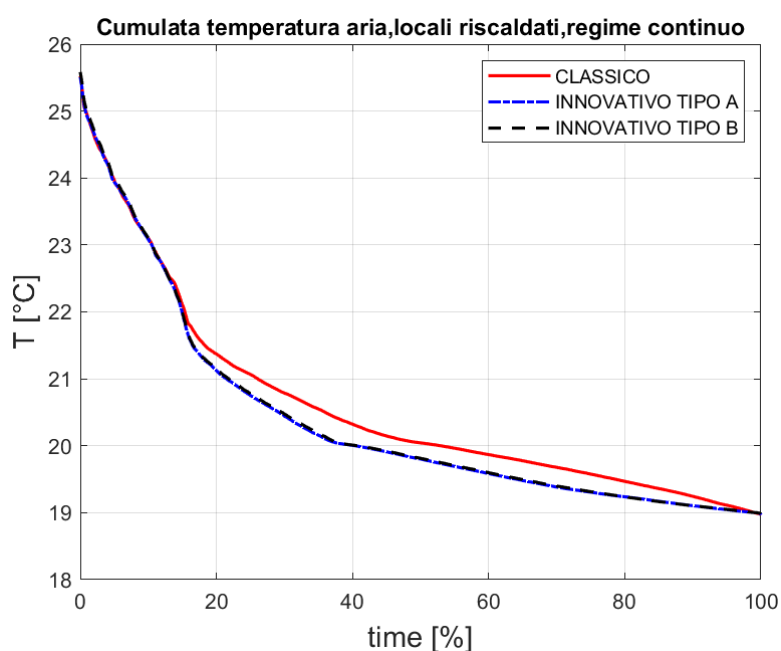
Per procedere con le simulazioni, è stato necessario scrivere uno script in cui sono presenti tutti i parametri che definiscono la tipologia di simulazione annuale da effettuare ( $Tipo_{sim}$ ,  $bu_{sottotetto}$ ,  $bu_{cantina}$ ,  $bu_{altri}$ ). Ogni simulazione ha come tempo di inizio  $t_{inizio_{sim}}$  pari a  $24 \cdot 3600 \cdot 273$  e un tempo di fine  $t_{fine_{sim}}$  pari a  $24 \cdot 3600 \cdot 469$ , in modo da analizzare i diversi comportamenti durante il periodo di accensione dell'impianto, ovvero il periodo invernale, considerato da inizio ottobre a metà aprile.

Si è considerata come temperatura di set point della zona termica  $19.5^{\circ}\text{C}$  con una banda di regolazione di  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ .

### 6.1.6.1 Locali confinanti riscaldati, regime continuo

In questo paragrafo si affronta il primo caso di simulazione annuale, cioè quello che prevede un impianto con funzionamento continuo h24 e locali confinanti riscaldati e alla stessa temperatura della zona termica in esame (Tipo\_sim = 1, tutti i fattori di riduzione di temperatura bu nulli).

In figura 66 è raffigurata la cumulata della temperatura dell'aria interna della zona termica ottenuta con i tre diversi sistemi radianti a pavimento.



**Figura 66:** cumulate della temperatura dell'aria interna della zona termica dei tre diversi sistemi radianti a pavimento

Da questa si può notare come fino a circa 22°C le tre curve siano praticamente coincidenti e che i punti finali della cumulata (x= 100%) siano associati alla stessa temperatura dell'aria. Per quanto riguarda la prima coincidenza, questa può essere spiegata dal fatto che tali punti delle cumulate identificano le temperature elevate registrate durante la stagione invernale, in cui l'impianto, a prescindere dalla tipologia di pavimento, non entra in funzione; non è quindi un errato funzionamento del sistema di regolazione. Per la seconda coincidenza, invece, si nota come tutte e 3 le curve abbiano come temperatura minima registrata 19°C, che coincide con il limite inferiore della banda di regolazione. Si ricorda, infatti, che quando la temperatura del locale raggiunge questo valore, l'impianto viene riaccessato per aumentare la temperatura.

È importante evidenziare come le due curve relative ai sistemi radianti innovativi siano completamente coincidenti fra loro. La differenza fra questi due sistemi è lo spessore di isolante presente al di sotto dello strato attivo e, quindi, si può dedurre che tale differenza non provochi

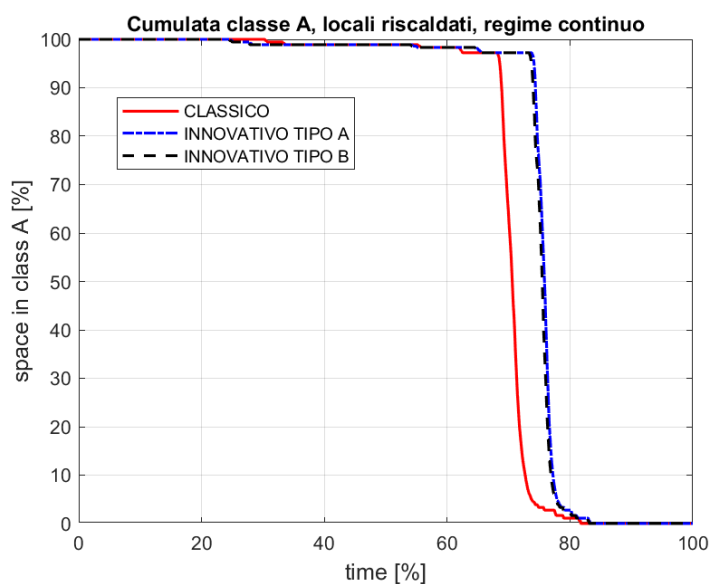
comportamenti distinti fra i due sistemi (bisogna notare come al di sotto della zona termica ci sia un locale che è mantenuto alla stessa temperatura della zona termica e questo porta lo spessore di materiale isolante ad essere quasi influente sull'andamento stagionale).

La curva relativa al sistema classico tende ad essere più alta rispetto alle altre due e questo deriva dal fatto che questo sistema si differenzia da quelli innovativi per la sua elevata inerzia termica. Quest'ultima rende il sistema classico più lento a reagire alle variazioni del carico, soprattutto quando il carico richiesto si riduce, per esempio quando vi è un forte irraggiamento, causando la continua emissione di potenza e provocando sovratemperature (la sua elevata inerzia fa sì che il massetto rilasci il calore con un certo ritardo, determinando surriscaldamenti dell'ambiente). Tale differenza è evidente nella tabella seguente, in cui si nota come il sistema classico presenti un aumento di circa l'11% di ore con sovratemperatura nella stagione di riscaldamento, rispetto all'adozione dei sistemi innovativi .

**Tabella 16:** percentuali di tempo in cui la temperatura dell'aria è in banda di regolazione.

Sistema	% tempo in banda di regolazione	%tempo sovratemperatura
CLASSICO	51.46	48.54
INNOVATIVO TIPO A	62.90	37.10
INNOVATIVO TIPO B	62.81	37.19

In figura 67 è mostrata la cumulata della percentuale di spazio della zona termica che si trova in condizioni di comfort di classe A.



**Figura 67:** cumulate della percentuale di spazio della zona termica che si trova in condizioni di comfort di classe A per i tre sistemi.

Analizzando la figura si evidenzia come le sovratemperature registrate nella fase finale della stagione invernale, cioè quando l'impianto è spento, per un periodo lungo circa il 20% della stagione, causino condizioni di comfort tali non garantire la classe A. Come si evince dalla cumulata della temperatura, anche qui non si trovano differenze fra i comportamenti dei due sistemi radianti innovativi; entrambi massimizzano le condizioni di comfort. Il sistema radiante di tipo classico, sempre a causa della sua inerzia termica elevata, non è in grado di garantire le adeguate condizioni di comfort per un tempo uguale a quello dei sistemi innovativi. La curva tende a calare fino ad annullarsi prima dei due sistemi innovativi.

È importante effettuare, a questo punto, un'analisi energetica, andando ad analizzare quanto i consumi e le dispersioni dei tre sistemi radianti si discostino tra loro. Si considera come riferimento il risultato ottenuto utilizzando il sistema classico e si conseguono i risultati riportati in tabella 17.

**Tabella 17:** analisi energetica differenziale dei vari sistemi radianti, considerando il sistema classico come riferimento.

<b>Sistema</b>	<b><math>\Delta</math>Consumi</b>	<b><math>\Delta</math>Dispersioni</b>
CLASSICO	0 %	0%
INNOVATIVO TIPO A	-3.08%	8.23%
INNOVATIVO TIPO B	-6.67%	-1.64%

Si può notare come i consumi energetici, cioè l'energia ceduta dall'acqua che circola nelle tubazioni del pavimento, siano massimi se si utilizza il sistema classico, ciò sempre a causa della sua elevata inerzia termica, dovuta dalla presenza del massetto, che provoca sprechi energetici in caso di carico parziale (tipico della mezza stagione). Se si utilizzano quindi i sistemi innovativi si ha una riduzione dei consumi energetici che va dal 3 al 7 % circa. La differenza dei consumi fra i due sistemi innovativi, invece, è causata solo dalle dispersioni termiche, cioè dal calore che viene dissipato verso il locale sottostante. Grazie al maggior spessore di isolante termico, il sistema innovativo di tipo B ha dispersioni anche minori del sistema classico.

Ora si analizzano i tempi caratteristici del sistema edificio-impianto, studiando l'effetto che l'inerzia termica del sistema radiante ha sui cicli di on-off dell'impianto (dovuti al sistema di regolazione della temperatura). Tali informazioni sono importanti quando si modella anche il sistema di generazione di energia.

Nella tabella successiva sono mostrati i tempi caratteristici di accensione del sistema radiante (minimo, massimo e medio), il numero di cicli stagionali e di quanto si discostano i tempi totali in cui i due sistemi innovativi sono accesi rispetto a quello del sistema classico.

**Tabella 18:** tempi caratteristici sistema radiante, funzionamento continuo.

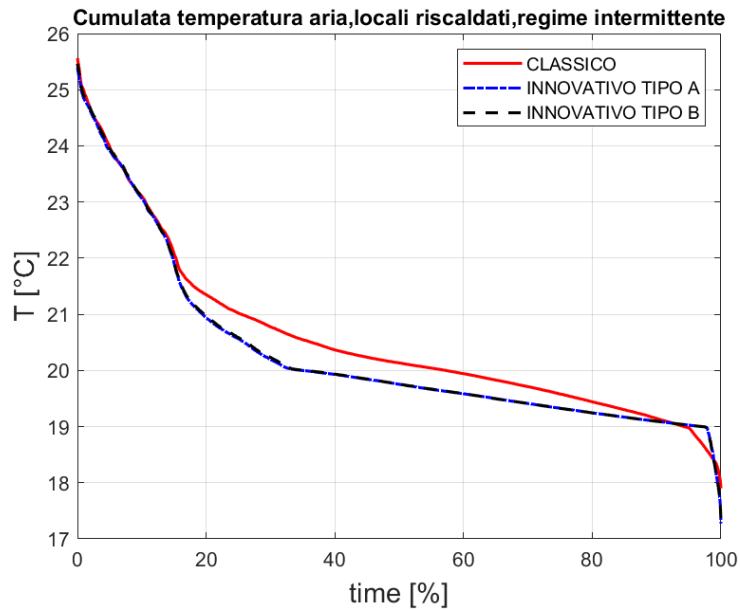
<b>Sistema</b>	<b>t<sub>min</sub></b>	<b>t<sub>max</sub></b>	<b>t<sub>mean</sub></b>	<b>Δt<sub>anno</sub></b>	<b>N° cicli</b>
CLASSICO	100 min	285 min	176 min	0%	174
INNOVATIVO TIPO A	25 min	70 min	36 min	+16.5%	979
INNOVATIVO TIPO B	25 min	70 min	37 min	+16.2%	942

Dalla tabella si nota che il numero di cicli on-off del sistema classico è di gran lunga inferiore a quello dei sistemi innovativi. Ciò porta anche ad avere i sistemi innovativi accesi per più tempo rispetto al sistema classico. Però bisogna osservare che le durate minima, massima e media di un ciclo on-off del sistema classico sono maggiori di quelle relative ai sistemi innovativi. Tutto ciò è spiegato dalla migliore reattività dei sistemi radianti innovativi.

#### 6.1.6.2 Locali confinanti riscaldati, regime intermittente

Ora si analizza la seconda simulazione, la quale prevede impianto a funzionamento intermittente (Tipo\_sim = 2) e locali confinanti riscaldati (tutti i fattori bu posti uguale a zero, quindi aventi la stessa temperatura della zona termica considerata).

Nella figura seguente sono rappresentate le cumulate della temperatura dell'aria interna al locale nelle sole ore di riscaldamento, cioè dalle 7 alle 23 di ogni giorno (ore in cui è in funzione il sistema di regolazione di temperatura). Come nel caso precedente, fino alla temperatura di 22°C le tre curve si sovrappongono a causa di giornate particolarmente calde. Si può notare, quindi, che, indipendentemente dal sistema considerato, sono sempre presenti dei surriscaldamenti.



**Figura 68:** cumulate della temperatura dell'aria interna al locale nelle sole ore di riscaldamento.

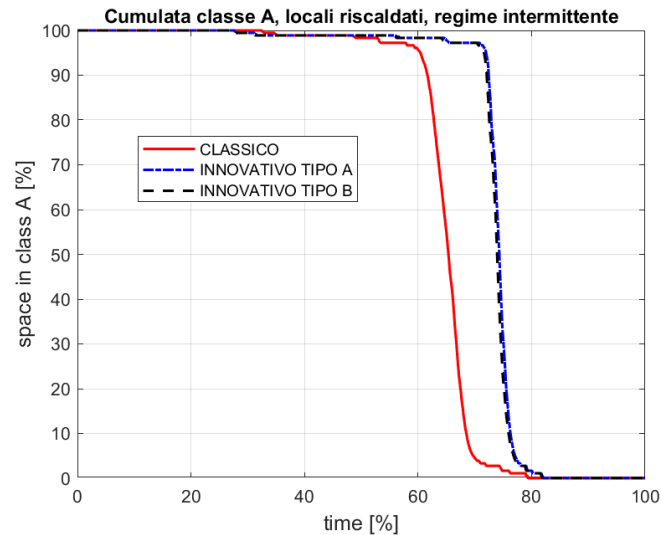
Con il sistema radiante di tipo classico si tende ad avere temperature più alte rispetto agli altri due sistemi innovativi. Rispetto al caso precedente, con il funzionamento intermittente la temperatura minima non è più uguale a 19°C, cioè il limite inferiore della banda di regolazione, ma è più bassa. Per il sistema classico si ha una temperatura minima circa pari a 18°C, mentre per i due sistemi innovativi è ancora più bassa ed è pari ad un valore poco superiore a 17°C. Tuttavia, come si può notare dai dati riportati nella tabella seguente (che mostra le percentuali di tempo in cui la temperatura è all'interno della banda di regolazione e in cui la temperatura è al di sotto dei 19°C richiesti), è con il sistema classico che si registra la maggiore frazione di tempo in condizioni di sottoraffreddamento.

**Tabella 19:** percentuali di tempo in cui la temperatura dell'aria è in banda di regolazione e in sottoraffreddamento.

Sistema	% tempo in banda di regolazione	% tempo di sottoraffreddamento
CLASSICO	37.42	5.73
INNOVATIVO TIPO A	62.39	2.91
INNOVATIVO TIPO B	62.19	2.87

In figura 69 sono raffigurate le cumulate della percentuale di spazio in condizione di comfort di classe A dei 3 sistemi radianti, considerando le sole ore di funzionamento dell'impianto. La maggiore inerzia del sistema classico determina una maggiore frequenza sia nei

surriscaldamenti sia nei sottoraffreddamenti provocando una riduzione della percentuale del tempo della stagione in cui le condizioni di comfort siano di classe A. Rispetto al caso di regime continuo, si evidenzia una riduzione del 10% del tempo in cui il sistema classico riesce a garantire le condizioni di comfort della categoria A, al contrario dei sistemi innovativi, che producono una cumulata molto simile a quella del caso di funzionamento h24.

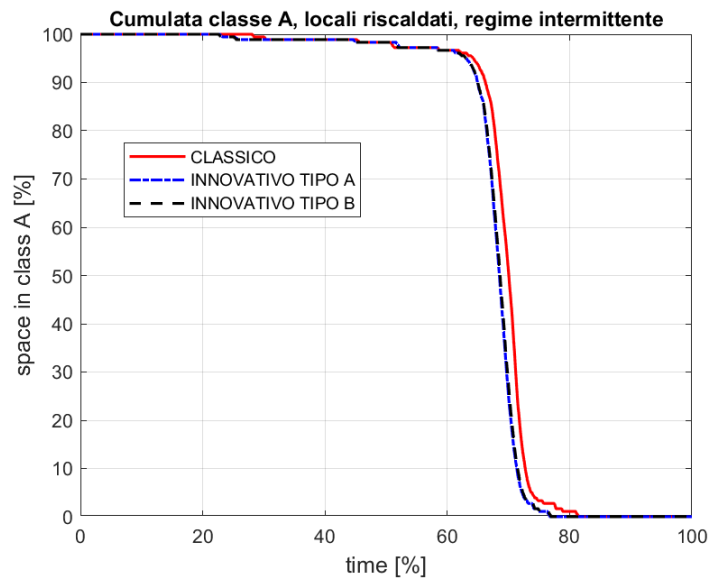


**Figura 69:** le cumulate della percentuale di spazio in condizione di comfort di classe A dei tre sistemi radianti, considerando le ore di funzionamento dell'impianto.

Ciò porta ad affermare che, mentre i sistemi innovativi riescono a lavorare bene anche in caso di regime intermittente grazie alla loro bassa inerzia, il sistema classico non è abbastanza adatto per la tipologia di funzionamento intermittente.

Se invece si considerano tutte le ore giornaliere, anche quando l'impianto è spento, la cumulata della percentuale di spazio in condizioni di comfort di categoria A, raffigurata in figura 70, è più simile fra i diversi sistemi.





**Figura 70:** le cumulate della percentuale di spazio in condizione di comfort di classe A dei tre sistemi radianti, considerando tutte le ore giornaliere.

A livello energetico, nella tabella 20 si confrontano i tre sistemi radianti prendendo come riferimento quello classico. È facile notare che a livello di consumi energetici stagionali, conviene scegliere uno dei due sistemi innovativi, grazie alla loro bassa inerzia che garantisce un’ottima regolazione del sistema, evitando sprechi energetici. Per quanto riguarda le dispersioni termiche verso l’ambiente sottostante, entrambi i sistemi innovativi disperdono maggiore calore rispetto al sistema di riferimento; il sistema innovativo di tipo A, però, disperde 4 volte di più quello di tipo B, a causa del minor spessore di isolante.

**Tabella 20:** analisi energetica differenziale dei vari sistemi radianti, considerando il sistema classico come riferimento.

Sistema	$\Delta$ Consumi	$\Delta$ Dispersioni
CLASSICO	0%	0
INNOVATIVO TIPO A	-6.17 %	+11.79 %
INNOVATIVO TIPO B	-9.66 %	+ 3.65 %

In tabella 21, invece, si possono trovare i tempi caratteristici dell’impianto e il numero di cicli. Il tempo annuo di funzionamento è maggiore per il sistema innovativo di tipo A, a causa del suo elevato numero di cicli on-off. Il tempo medio dei cicli on-off del sistema classico è circa il triplo di quello dei due sistemi innovativi. La durata minima di un ciclo, nel caso di regime intermittente, non è rilevante perché è prodotto da accensioni dell’impianto poco prima della fine del periodo giornaliero di riscaldamento e, quindi, non dà un’idea esatta del tempo

necessario per riportare la temperatura dell'aria interna al valore massimo della banda di regolazione ( 20°C).

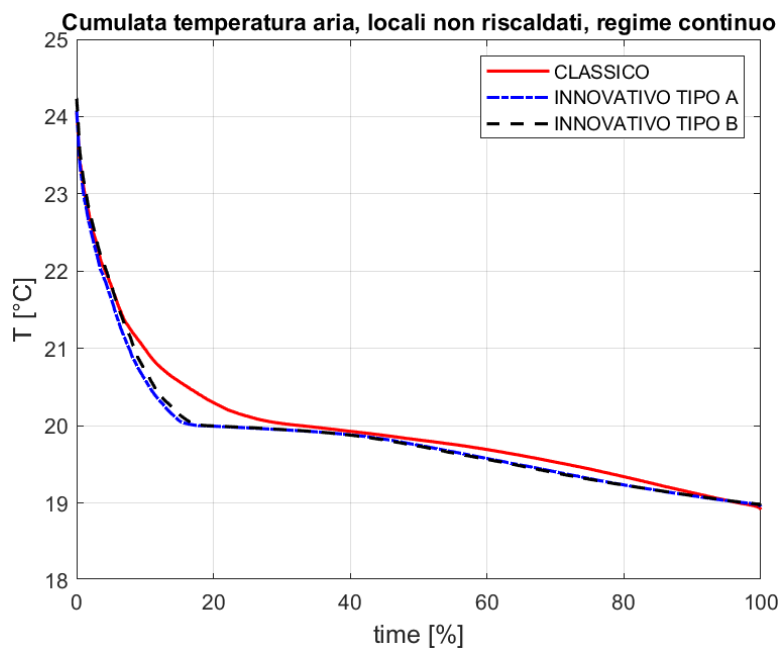
**Tabella 21:** tempi caratteristici sistema radiante funzionamento intermittente.

Sistema	t <sub>min</sub>	t <sub>max</sub>	t <sub>mean</sub>	Δt <sub>anno</sub>	N° cicli
Classico	5 min	6 hr	179 min	0 %	169
Innovativo tipo A	5 min	7 hr	67 min	+21.2 %	545
Innovativo tipo B	5 min	7 hr	72 min	+ 20.4%	504

### 6.1.6.3 Locali confinanti non riscaldati, regime continuo

In questo caso e nel prossimo, i locali confinanti con la zona termica non sono più riscaldati e quindi si hanno i fattori di riduzione di temperatura non più nulli. La temperatura all'interno di questi locali è inferiore rispetto a quella del locale in esame; le condizioni al contorno, quindi, sono più gravose rispetto a quelle precedenti. Ora si considera un impianto a regime continuo, quindi Tipo\_sim = 1.

In figura 71 sono riportati gli andamenti delle cumulate della temperatura dell'aria interna della zona termica per i 3 sistemi radianti. I sistemi innovativi riescono a mantenere la temperatura all'interno della banda di regolazione per una maggiore percentuale di tempo rispetto al sistema classico, che, avendo più inerzia, provoca per più tempo condizioni di surriscaldamento (vedi tabella 22).



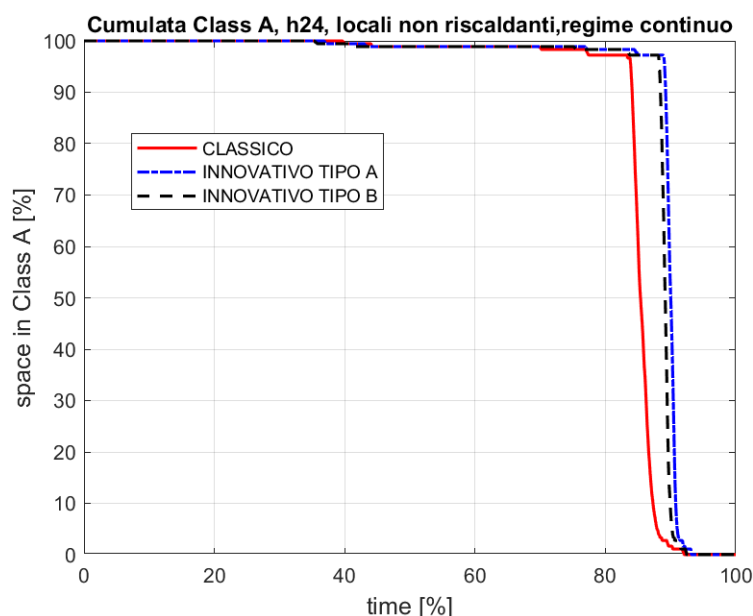
**Figura 71:** andamenti delle cumulate della temperatura dell'aria interna della zona termica per i tre sistemi radianti.

**Tabella 22:** percentuali di tempo in cui la temperatura dell'aria è in banda di regolazione

Sistema	%tempo di T in banda di regolazione	% tempo di surriscaldamento
CLASSICO	64.38	32.46
INNOVATIVO TIPO A	80.01	17.88
INNOVATIVO TIPO B	79.21	18.94

Il regime di funzionamento continuo garantisce il mantenimento della temperatura dell'aria interna del locale nella banda di regolazione per una percentuale di tempo molto elevata.

In figura 72 è possibile notare la cumulata della percentuale del volume del locale in condizioni di comfort di classe A. Si può osservare che questa volta per circa l'85% del tempo il locale con sistema classico è in condizioni di comfort di categoria A, mentre se l'impianto è costituito da uno dei due sistemi innovativi la percentuale di tempo aumenta fino a quasi il 90%.



**Figura 72:** cumulate della percentuale del volume del locale in condizioni di comfort di classe A per i tre sistemi radianti a pavimento.

Considerando sempre il sistema radiante classico come riferimento, si possono analizzare gli aspetti energetici in tabella 23. Contrariamente degli altri due casi precedenti, in questo il consumo energetico del sistema innovativo di tipo A risulta più alto rispetto a quello del sistema classico. Questo perché, al contrario del primo caso, in cui si considera regime continuo e locali confinanti riscaldati, ora i locali confinanti sono mantenuti ad una temperatura inferiore a quella della zona termica in esame e, a causa del basso spessore di isolante del sistema innovativo di tipo A, quest'ultimo tende a disperdere molta energia verso il locale sottostante.

Il sistema innovativo di tipo B è, invece, dotato di un maggiore spessore dello strato isolante, disperdendo il 13% in meno del sistema classico e caratterizzandosi per un minor fabbisogno termico.

**Tabella 23:** analisi energetica differenziale dei vari sistemi radianti, considerando il sistema Classico come riferimento.

Sistema	$\Delta$ Consumi	$\Delta$ Dispersioni
CLASSICO	0 %	0 %
INNOVATIVO DI TIPO A	2.9 %	10.1 %
INNOVATIVO DI TIPO B	-8.4 %	-12.8 %

In tabella 24 sono presenti i tempi caratteristici e i numeri di cicli on-off dei 3 sistemi radianti a pavimento. È interessante notare che il sistema classico è caratterizzato da un numero di cicli on-off totali che è 5 volte inferiore degli altri due. Il tempo minimo in cui l'impianto funziona nel caso di sistema classico è 5 volte maggiore di quello dei sistemi innovativi. A causa del numero elevato di cicli i due sistemi innovativi rimangono accesi per un tempo maggiore rispetto a quello del sistema classico.

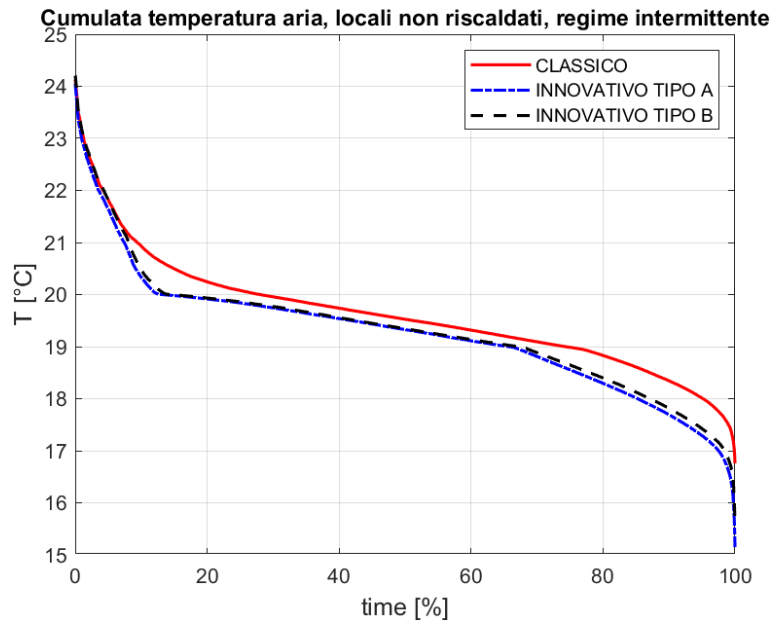
**Tabella 24:** tempi caratteristici sistema radiante funzionamento continuo.

Sistema	$t_{\min}$	$t_{\max}$	$t_{\text{mean}}$	$\Delta t_{\text{anno}}$	N° cicli
Classico	105 min	24 hr	298 min	0%	260
Innovativo tipo A	25 min	25 hr	75 min	+19.05%	1234
Innovativo tipo B	25 min	16 hr	75 min	+ 11.17 %	1148

#### 6.1.6.4 Locali confinanti non riscaldati, regime intermittente

L'ultimo caso analizzato è quello in cui la zona termica è confinante con locali non riscaldati (fattori di riduzione di temperatura non nulli) e funzionamento intermittente dell'impianto (dalle 7 alle 23 di ogni giorno, Tipo\_sim = 2).

In figura 73 sono riportati gli andamenti della cumulata della temperatura dell'aria nella zona termica per i 3 sistemi radianti a pavimento in esame. Come nel secondo caso, si considerano solo 16 ore di ogni giorno, cioè quando l'impianto è acceso.



**Figura 73:** cumulate della temperatura dell'aria nella zona termica dei tre sistemi radianti a pavimento.

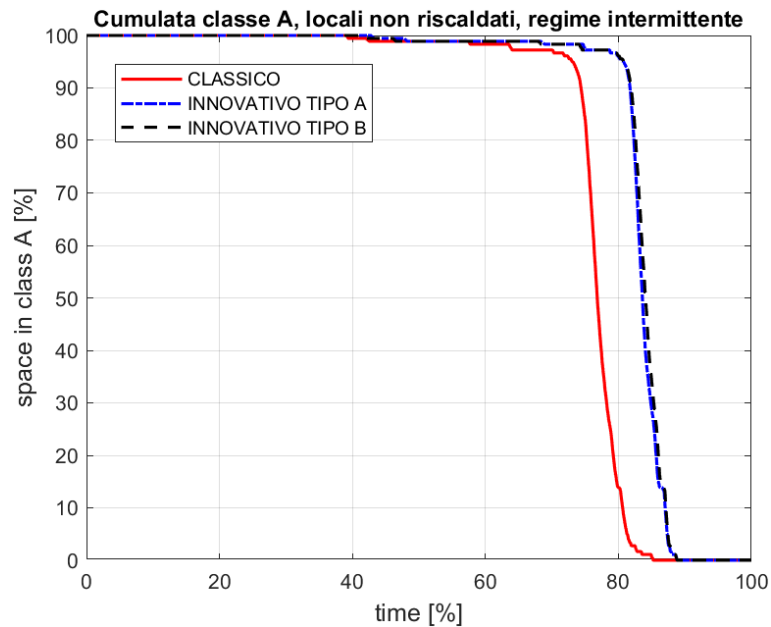
La temperatura minima che si può ottenere in questo caso è la più bassa di tutti i quattro casi, sia perché i locali confinanti sono a temperatura inferiore della zona termica in esame sia perché, a causa dello spegnimento notturno dell'impianto, la temperatura registrata è inferiore al valore inferiore della banda di regolazione (19°C). Questa temperatura minima è pari circa a poco più di 15°C per il sistema innovativo di tipo A, poco meno di 16°C per quello di tipo B e poco meno di 17°C per il sistema classico. Quest'ultimo, infatti, grazie alla sua elevata inerzia termica riesce a ridurre lo scostamento dalla soglia dei 19°C.

Analizzando la tabella seguente, si può notare come l'utilizzo dei sistemi innovativi provochi un maggior tempo di sottoraffreddamento, mentre il sistema classico provoca un maggior tempo di surriscaldamento. Ciononostante, con i sistemi innovativi si ha una maggiore percentuale di tempo in cui la temperatura dell'aria interna al locale è interna alla banda di regolazione.

**Tabella 25 :** percentuali di tempo in cui la temperatura dell'aria è in banda di regolazione.

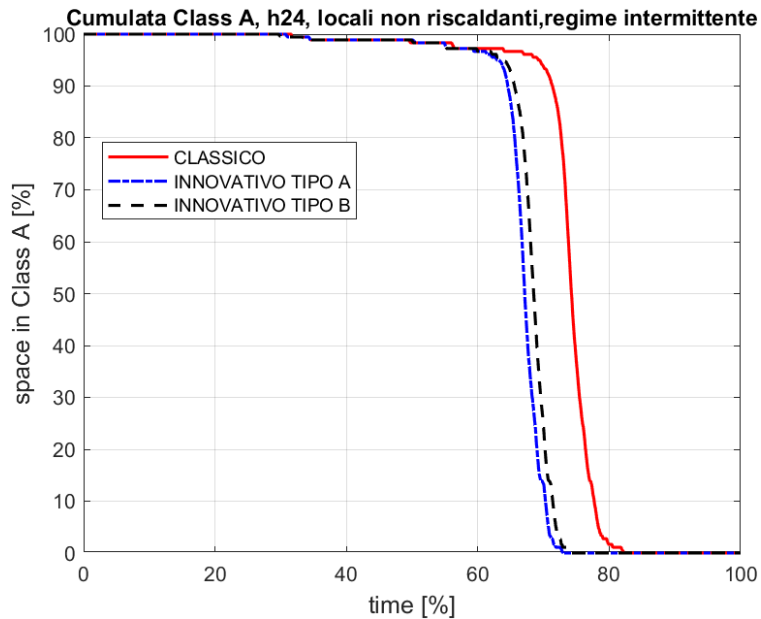
	<b>%tempo in banda di regolazione</b>	<b>%tempo in sottoraffreddamento</b>
<b>CLASSICO</b>	46.27	25.73
<b>INNOVATIVO TIPO A</b>	52.54	34.31
<b>INNOVATIVO TIPO B</b>	52.80	32.87

In figura 74 sono rappresentate le cumulate della percentuale di spazio in condizioni di comfort di classe A, considerando le ore di funzionamento dell'impianto. Anche in questo caso i due sistemi innovativi risultano più performanti del sistema classico, che garantisce una percentuale di spazio in classe A di comfort prossima al 100 % per un minor tempo.



**Figura 74:** cumulate della percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di categoria A per i tre sistemi, considerando solo le ore di funzionamento.

La figura 75 mostra invece le medesime cumulate ma considerando tutte le ore, anche quelle di spegnimento notturno dell'impianto. Dalla figura è evidenziato che, mentre negli altri tre casi i sistemi innovativi sono quasi sempre migliori del sistema classico per quanto riguarda le condizioni di comfort, in questo caso, invece, la zona termica è in condizioni di comfort interno di categoria A in una maggior percentuale di tempo della stagione quando è dotata di sistemi radianti a pavimento di tipo classico. La sua inerzia termica permette infatti di mantenere le temperature superficiali degli elementi di involucro più costanti possibili, stabilizzando le condizioni di comfort.



**Figura 75:** cumulate della percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di categoria A per i tre sistemi, considerando tutte le ore giornaliere.

Si passa ora alla valutazione energetica del caso simulato. Come sempre, si prende come riferimento il sistema classico. Ora, come nel precedente caso di regime continuo con locali confinanti non riscaldati, è il sistema innovativo di tipo A a necessitare di un fabbisogno energetico maggiore: ciò è causato, come prima, dal basso isolamento termico che caratterizza il pavimento del sistema di tipo A. Di conseguenza, anche le dispersioni verso il locale sottostante sono le più elevate (come si può apprezzare dalla tabella 26).

A livello energetico, quindi, il migliore sistema risulta essere quello innovativo di tipo B.

**Tabella 26:** analisi energetica differenziale dei vari sistemi radianti, considerando il sistema classico come riferimento.

Sistema	$\Delta$ Consumi	$\Delta$ Dispersioni
CLASSICO	0%	0
INNOVATIVO DI TIPO A	+0.30 %	+9.05 %
INNOVATIVO DI TIPO B	-10.28 %	- 11.1 %

Infine, in tabella 27 si possono analizzare i tempi caratteristici e il numero di cicli on-off. Come nel secondo caso simulato (locali confinanti riscaldati e funzionamento intermittente), il tempo minimo dei cicli è irrilevante. Il tempo massimo è uguale per tutti i sistemi esaminati ed è pari a 16 ore, cioè praticamente tutte le ore del giorno in cui è acceso l'impianto. Il valore del tempo massimo evidenzia il fatto che, nelle giornate più fredde della stagione, è necessario tenere l'impianto sempre acceso, con il rischio di non riuscire a portare la temperatura dell'aria interna

al valore massimo della banda di regolazione (che in questo caso è 20°C). Quando succede ciò, è sconsigliato avviare lo spegnimento notturno.

**Tabella 27:** tempi caratteristici sistema radiante funzionamento intermittente.

<b>Sistema</b>	<b>t<sub>min</sub></b>	<b>t<sub>max</sub></b>	<b>t<sub>mean</sub></b>	<b>Δt<sub>anno</sub></b>	<b>N° cicli</b>
Classico	10 min	16 hr	4.6 hr	0 %	257
Innovativo tipo A	5 min	16 hr	2.7 hr	+ 24.1%	556
Innovativo tipo B	5 min	16 hr	2.6 hr	+ 15.8%	538

Osservando il numero di cicli on-off, il valore del sistema classico e quelli dei due sistemi innovativi si discostano meno che nei precedenti casi, ciò può essere spiegato anche dai valori che assumono i tempi medi di durata del ciclo on-off.

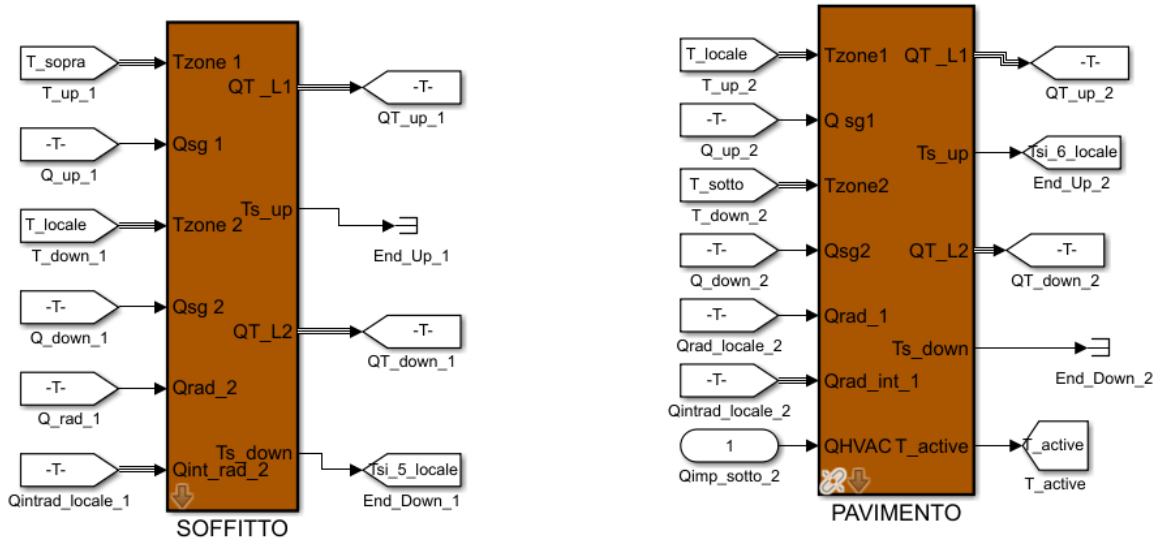
Per concludere, il sistema che rimane acceso per più tempo è quello innovativo di tipo A.

## 6.2 SOFFITTO RADIANTE

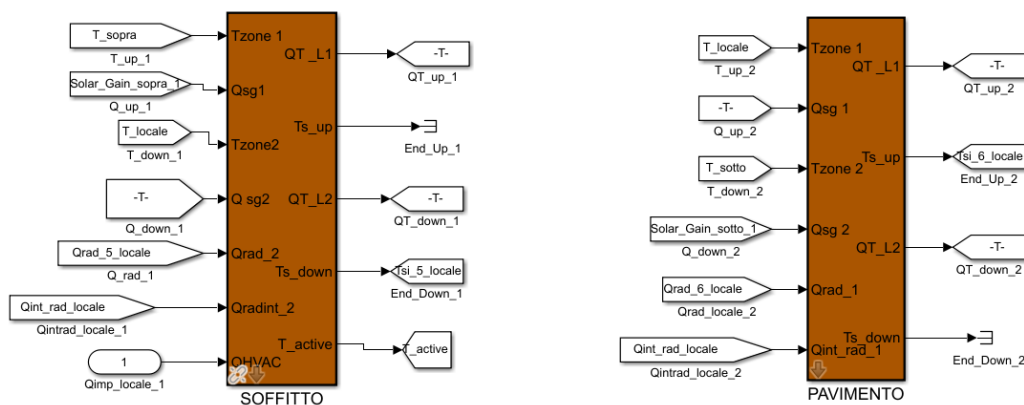
In questo caso simulato si considera la stessa zona termica ubicata a Bologna, ma dotata di un sistema radiante a soffitto. Per procedere con le simulazioni relative al soffitto radiante si può sfruttare il progetto Simulink utilizzato nel caso di pavimento radiante, avendo cura di modificare nel blocco rosso *Intersection* i due blocchi relativi al pavimento e al soffitto. Si evidenzia il fatto che è possibile modificare il file *Building\_Data.mat* direttamente dal Workspace di Matlab. In particolare, è possibile, come fatto in questo caso per considerare il soffitto radiante, modificare nella categoria *structure* del file *Building\_Data.mat* le due strutture, pavimento e soffitto, inserendo i nuovi valori descrittivi (visti nel paragrafo 5.2.3) per poi salvare il file con le modifiche fatte.

Fatto ciò, è necessario però modificare i blocchi di queste due strutture, come detto, all'interno del progetto Simulink relativo al pavimento radiante. In figura 76 sono riportati i due blocchi presenti in *Intersection* del progetto Simulink relativo al pavimento radiante, mentre nella figura successiva, quelli relativi al caso di soffitto radiante.





**Figura 76:** lay-out dei blocchi all'interno di *Intersections* per il sistema con pavimento radiante.



**Figura 77:** lay-out dei blocchi presenti in *Intersections* per il sistema con soffitto radiante.

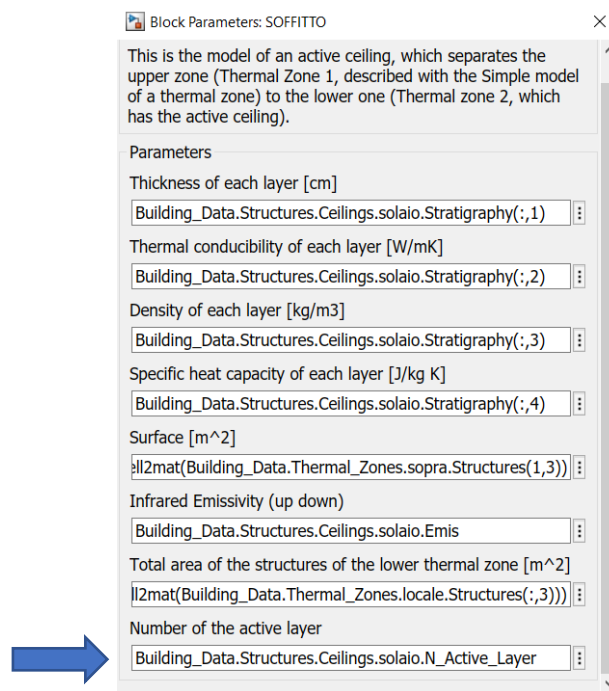
Per sostituire i due blocchi iniziali, si utilizza la libreria di ALMABest da cui si ottengono i blocchi utili per il caso in questione: *Almabuild* → *Building Components* → *Building Massive Element* → *Ceiling\_Rad* → *Ceiling\_Rad\_1\_Simple\_2* per il nuovo blocco del pavimento; *Almabuild* → *Building Components* → *Building Massive Element* → *Ceiling\_Active* → *C\_SI\_A2* per il nuovo blocco del soffitto.

In quest'ultimo, si va ad inserire l'uscita "T\_active" nello stesso modo visto precedentemente per il blocco del pavimento. Come fatto anche negli altri casi, nelle maschere dei due blocchi andranno inseriti i dati presenti nei blocchi sostituiti, facendo attenzione all'input "Number of

the active layer” presente nel nuovo blocco del soffitto, che non era presente in quello precedente. Qui va inserita la seguente indicazione:

Building\_Data.Structure.Ceiling.nome\_della\_struttura.N\_Active\_Layer

In figura 78 è rappresentata la maschera relativa al blocco del soffitto.



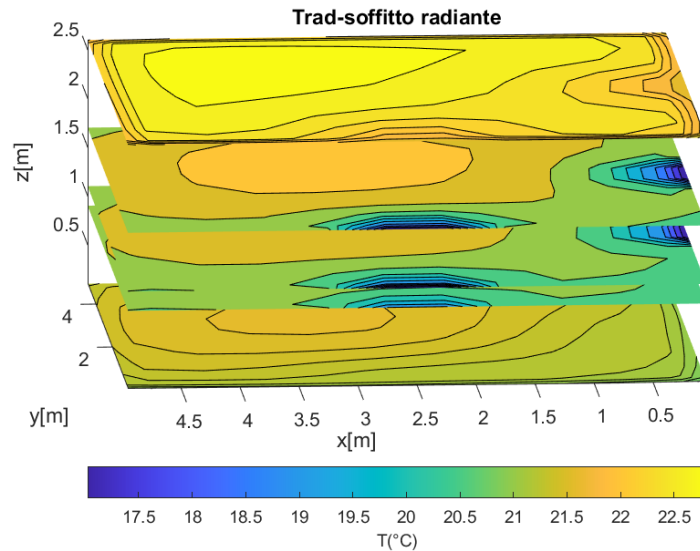
**Figura 78:** maschera del blocco marrone del soffitto radiante.

Un'altra modifica da effettuare sul progetto Simulink originale riguarda il gruppo di blocchi relativi al sistema di sicurezza, cioè quello che ha lo scopo di mantenere la temperatura superficiale del pannello radiante al di sotto di un certo valore. La modifica consiste nel sostituire la temperatura superficiale del pavimento in ingresso al *Relay* di controllo con il blocco *From* relativo alla temperatura superficiale del soffitto.

### 6.2.1 CASO 1: REGIME SEMI-STAZIONARIO

In questo paragrafo si affronta la simulazione del regime semi-stazionario del sistema dotato di soffitto radiante. La simulazione prevede sempre temperatura esterna pari a  $-5^{\circ}\text{C}$ , assenza di irraggiamento solare e locali confinanti tutti a  $20^{\circ}\text{C}$ . La temperatura di set point è pari a  $19^{\circ}\text{C}$  mentre il DB è sempre pari a  $0.5^{\circ}\text{C}$ .

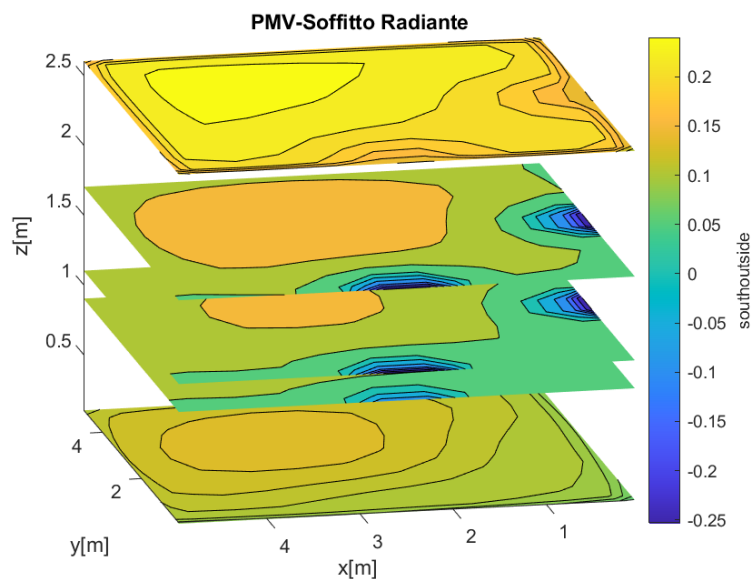
In figura 79 è riportata la distribuzione spaziale della temperatura radiativa all'interno della zona termica.



**Figura 79:** distribuzione spaziale della temperatura radiativa all'interno della zona termica.

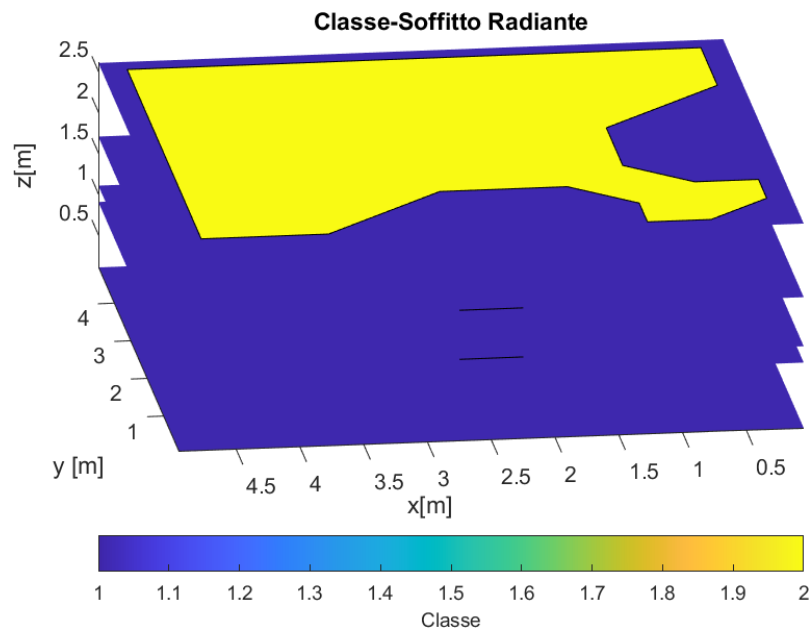
Si nota come le zone più fredde risultino essere quelle prossime alle due finestre. La zona vicina al soffitto radiante è molto calda rispetto al resto della zona termica, di circa 2°C in più.

Ciò viene tradotto anche in un PMV più basso nelle zone vicine alle finestre, come si può osservare in figura 80, in cui è riportata la distribuzione spaziale in 3D del valore del PMV della zona termica di riferimento, ottenuto considerando i medesimi parametri (flusso metabolico  $M=70 \text{ W/m}^2$ , fattore di abbigliamento  $I_{cl}=0.2 \text{ m}^2\text{K/W}$ , velocità d'aria  $V_{ar}=0.1 \text{ m/s}$ , umidità d'aria  $UR=0.5$ , potenza meccanica  $W=0 \text{ W/m}^2$ ) del caso di pavimento radiante. In generale il PMV risulta molto uniforme in tutta la zona termica, ad eccezione del piano più vicino al soffitto dove si avvertono condizioni di leggero caldo.



**Figura 80:** distribuzione spaziale in 3D del valore del PMV della zona termica di riferimento

In figura 81 sono raffigurate le zone del locale in cui si è in condizioni di comfort di categoria A (Classe = 1) e quelle in cui si è in condizioni di categoria B (Classe =2). Da notare che l'unica zona in classe uguale a 2 coincide col soffitto, mentre tutto il resto del volume è in classe 1. Infatti, la percentuale di spazio in categoria di comfort in classe A è pari all'87%. Poiché non ha senso considerare le condizioni di comfort ad altezze sopra i due metri, se si considera il volume della stanza abitabile la percentuale di spazio in categoria A è pari al 100%.



**Figura 81:** distribuzione della categoria di comfort.

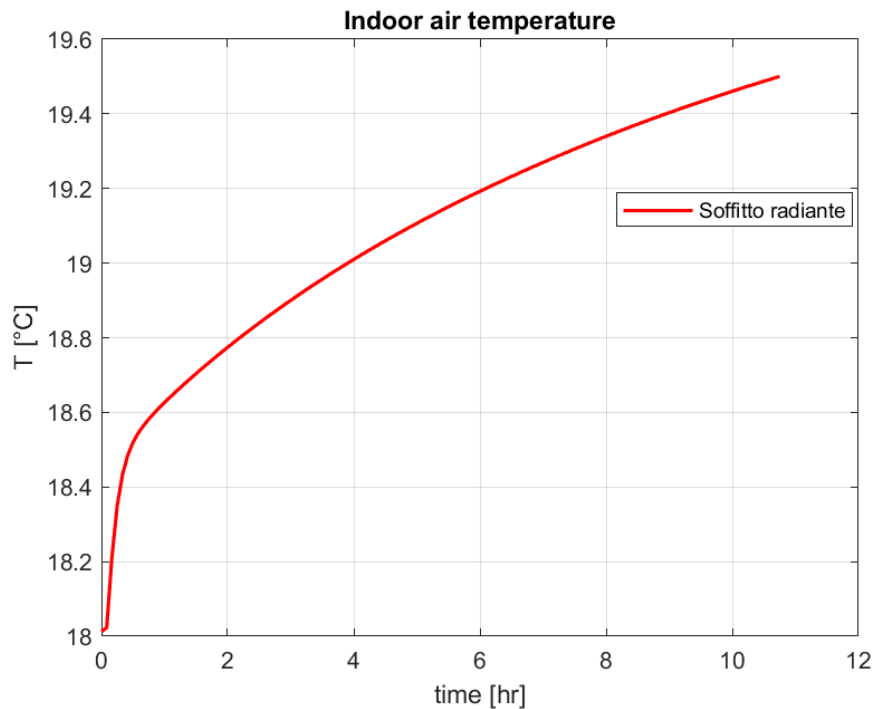
### 6.2.2 CASO 2: RIPARTENZE

Nel seguente caso, si è considerato il locale dotato ancora di soffitto radiante con le medesime condizioni al contorno. La temperatura di set point è fissata a 19°C con un DB pari a 0.5°C.

Rispetto alla simulazione delle ripartenze dei sistemi radianti a pavimento, i due locali che confinano superiormente ed inferiormente sono entrambi mantenuti ad una temperatura di 20°C quando l'impianto della zona termica di riferimento è acceso, mentre sono mantenuti alla stessa temperatura della zona termica quando l'impianto è spento. Come nella simulazione delle ripartenze del caso 2 dei pavimenti radianti (paragrafo 6.1.2), si va ad analizzare il comportamento del pannello radiante in un transitorio di accensione dell'impianto, per monitorare la velocità con cui il sistema riesce a riportare alla situazione di regime la zona termica. L'impianto è dotato del sistema di regolazione e di quello di sicurezza. Diversamente dal caso di pavimenti radianti, qui la temperatura a cui si fa riaccendere l'impianto è pari a 18°C, mentre nel caso precedente era 18.5°C ( $T_{riaccensione} = T_{set} + DB - 1.5^\circ C$ ). La diversa

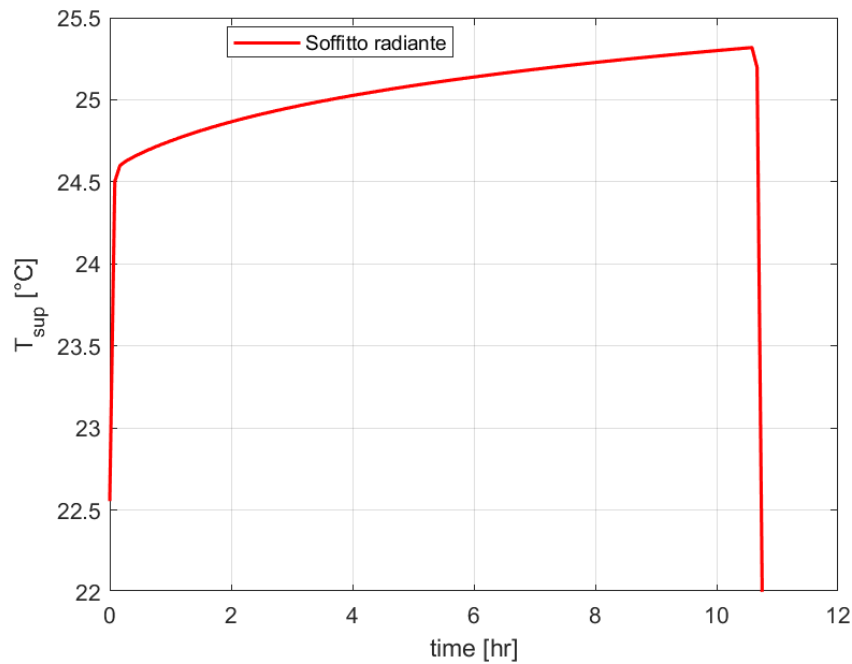
regolazione nel caso di soffitto radiante rispetto al caso di pavimento radiante è giustificata dalla maggiore temperatura superficiale del soffitto, che determina una simile temperatura operativa nonostante una minore temperatura dell'aria.

In figura 82 è rappresentata la curva che descrive l'andamento temporale della temperatura dell'aria interna del locale di riferimento, dall'istante di tempo in cui essa è pari a 18°C a quello in cui essa raggiunge la soglia dei 19.5°C.



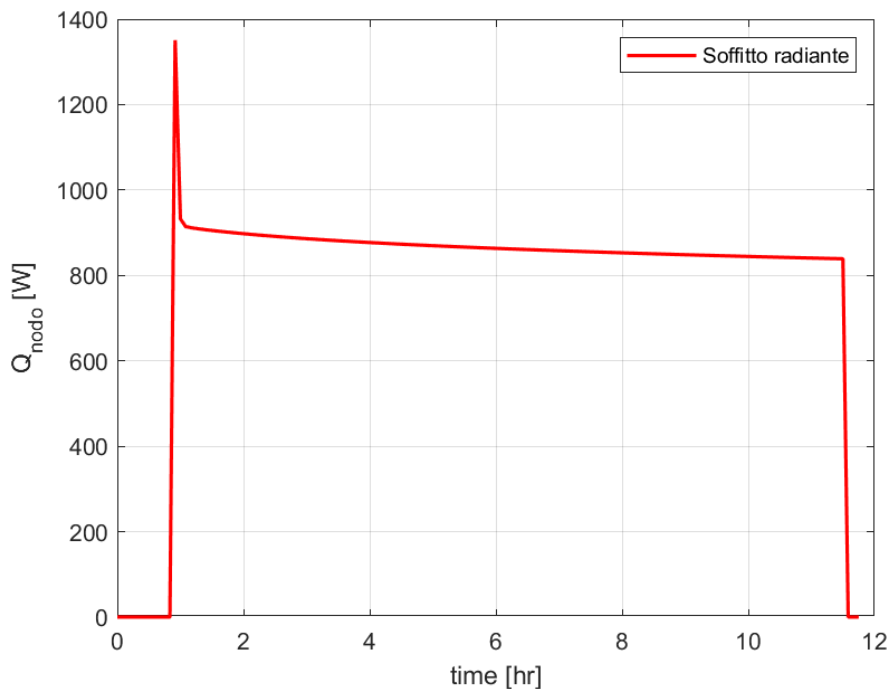
**Figura 82:** andamento della temperatura dell'aria interna durante il transitorio.

In figura 83 invece è rappresentata la temperatura superficiale del soffitto radiante, in cui si vede che nei primi istanti aumenta molto, poiché inizia a circolare nelle tubazioni dell'acqua calda proveniente dal generatore di calore, per poi aumentare sempre meno fino a crollare nuovamente nel momento in cui la temperatura dell'aria raggiunge i 19.5°C e l'impianto viene spento.



**Figura 83:** andamento della temperatura superficiale del soffitto radiante.

Nella figura successiva è rappresentata la curva relativa all'andamento della potenza scambiata dal nodo attivo. È massima nei primi istanti, quando la temperatura nel locale è la più bassa possibile per poi calare fino ad annullarsi nel momento in cui l'impianto viene spento.

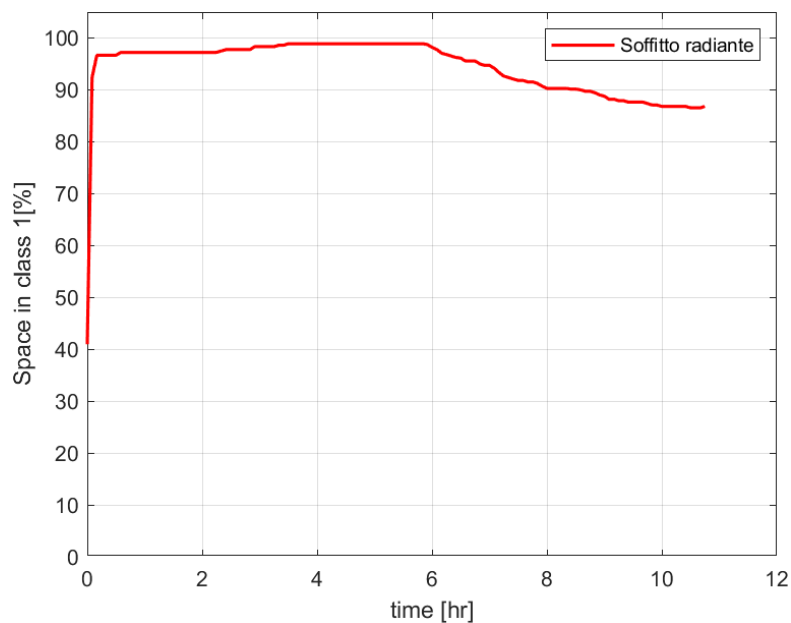


**Figura 84:** andamento della potenza emessa dal nodo attivo.

In figura 85 è raffigurata la percentuale di spazio del locale che si trova in condizioni di comfort di classe A. La curva parte da un valore poco superiore al 40% a causa della bassa temperatura

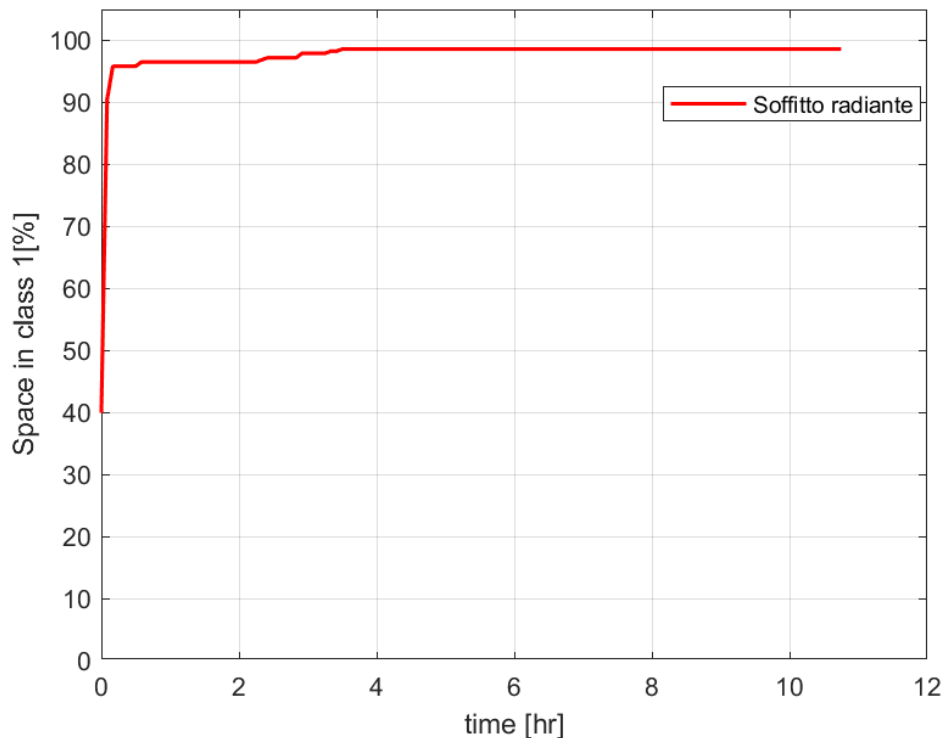
dell'aria interna della zona termica per poi crescere molto velocemente fino a raggiungere valori compresi tra il 90% e il 100%.

È importante notare il fatto che con questo sistema radiante, nelle condizioni di transitorio dovuto a spegnimenti e riaccensioni, si ottengono percentuali di spazio in condizioni di comfort di classe A prossime al 100% solo per circa due ore. Bisogna ricordare, però, che anche in condizioni di regime stazionario si raggiunge al massimo l'87% dello spazio totale in condizioni di comfort di classe A, poiché la zona prossima al soffitto non rispetta tali condizioni di comfort.



**Figura 85:** andamento della percentuale di spazio del locale che si trova in condizioni di comfort di classe A.

Se si considera solo lo spazio praticamente occupato dalle persone (quindi un volume di altezza pari a due metri), si ottiene l'andamento di figura 86, con un valore a regime superiore all'87%.



**Figura 86:** andamento della percentuale di spazio del locale che si trova in condizioni di comfort di classe A, considerando il volume della zona termica occupato (fino ad un'altezza=2 m).

### 6.2.3 CASO 3: SPEGNIMENTI

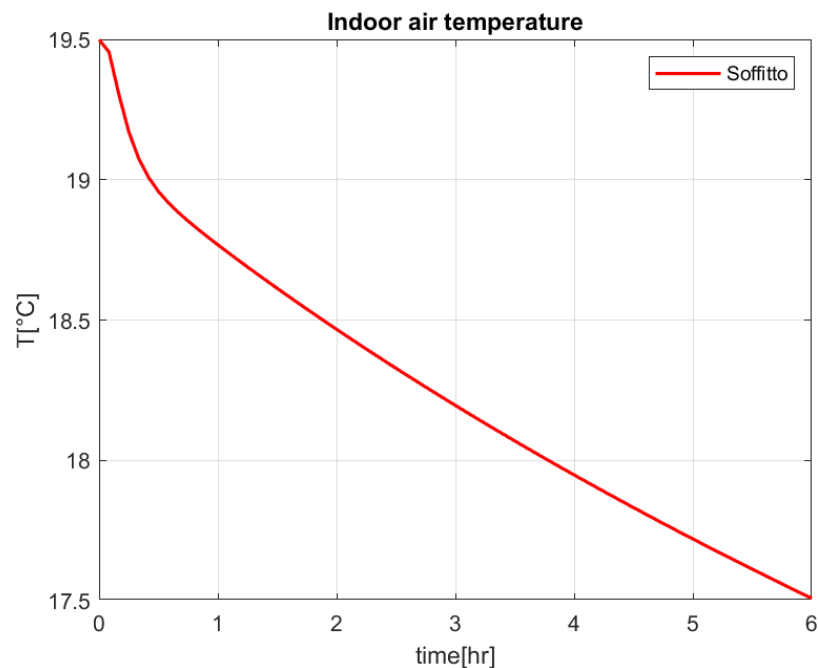
La seguente simulazione riguarda la zona termica di riferimento, sempre a Bologna, caratterizzata da un sistema radiante a soffitto. I locali confinanti hanno le stesse caratteristiche del caso precedente, come anche le condizioni al contorno. La temperatura di set point ora è pari a 19°. Si vuole studiare il comportamento della zona termica durante un transitorio caratterizzato da uno spegnimento dell'impianto.

L'impianto viene spento quando nel locale si raggiungono i 19.5°C per poi riaccendersi quando si raggiungono i 17.5°C. Di conseguenza è essenzialmente il transitorio che precede quello di ripartenza visto nel paragrafo precedente.

Come nei casi precedenti dei soffitti radianti, si possono riutilizzare i progetti Simulink dei casi dei pavimenti radianti, modificando i due blocchi relativi al pavimento e al soffitto e la temperatura superficiale del pannello radiante nel sistema di sicurezza, come precisato precedentemente.

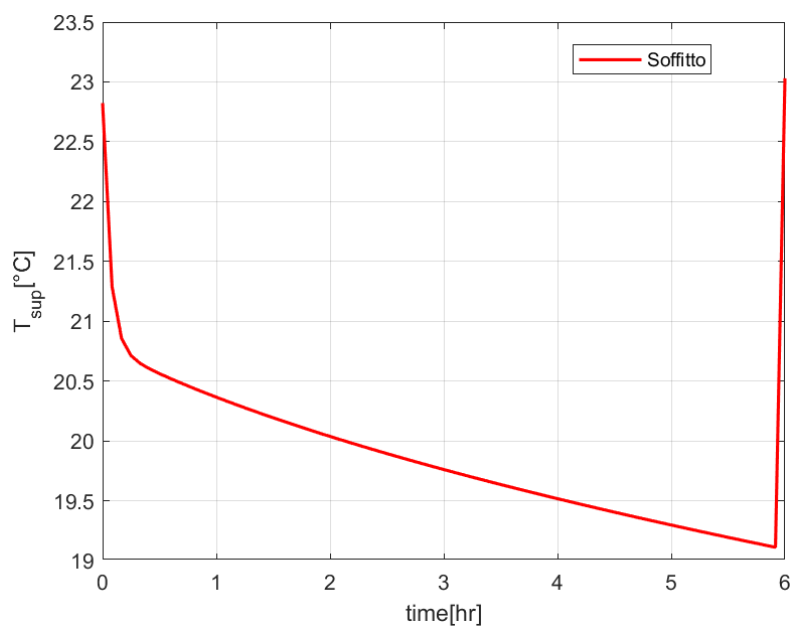


La curva in figura 87 rappresenta la temperatura dell'aria interna del locale durante il transitorio. Il valore della temperatura inizialmente scende molto velocemente per poi calare più lentamente.



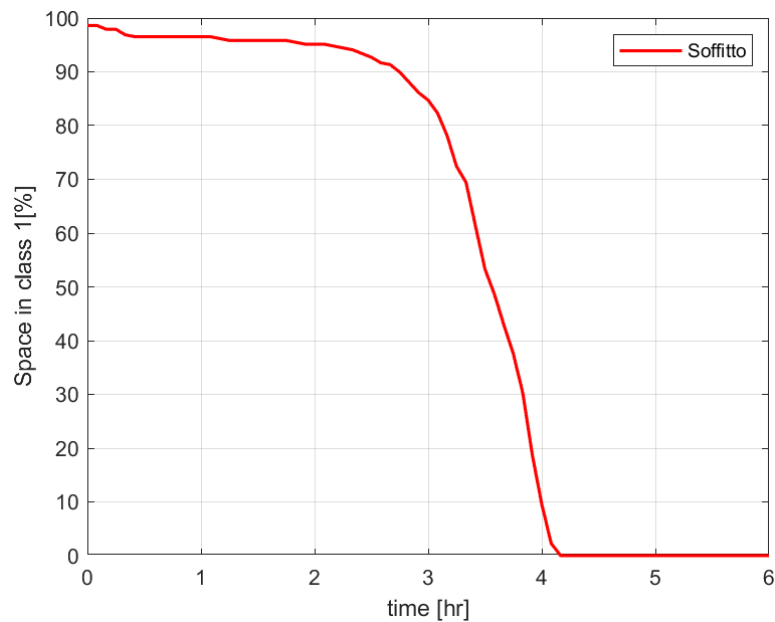
**Figura 87:** andamento della temperatura dell'aria interna della zona termica.

In figura 88 vi è, invece, l'andamento della temperatura superficiale del pannello radiante durante il transitorio.



**Figura 88:** andamento della temperatura superficiale del soffitto radiante durante lo spegnimento.

La seguente figura mostra la percentuale di spazio del locale in condizioni di comfort in classe A nel tempo. Nonostante lo spegnimento dell'impianto la percentuale inizia a calare in maniera evidente dopo più di due ore.



**Figura 89:** andamento della percentuale di spazio del locale in condizioni di comfort di categoria A.

### 6.3 RADIATORE

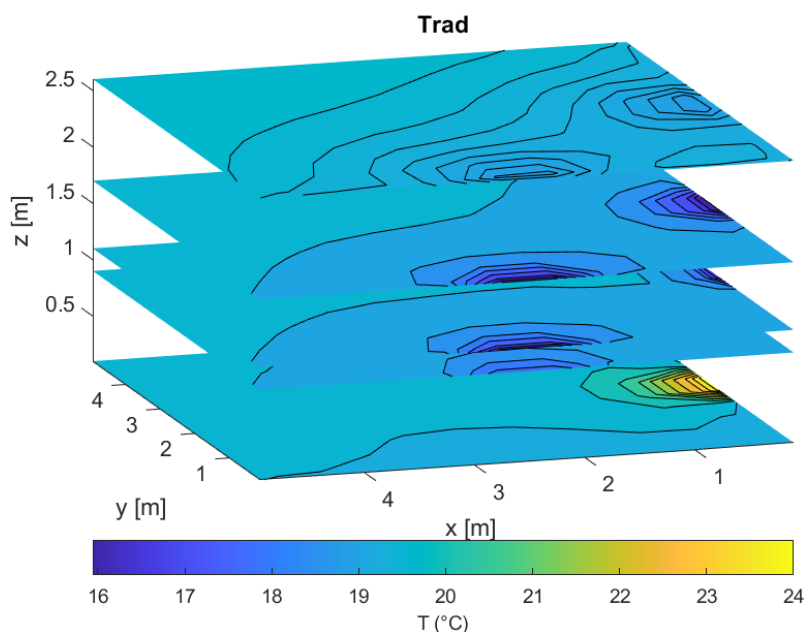
Le ultime tre simulazioni si occupano della zona termica dotata di un radiatore sulla parete esterna Est.

#### 6.3.1 CASO 1: SIMULAZIONE SEMI-STAZIONARIA

La prima simulazione è quella semi-stazionaria, in cui non si hanno perturbazioni nel sistema. Si considera la temperatura esterna fissa e pari a  $-5^{\circ}\text{C}$  e assenza di irraggiamento solare.

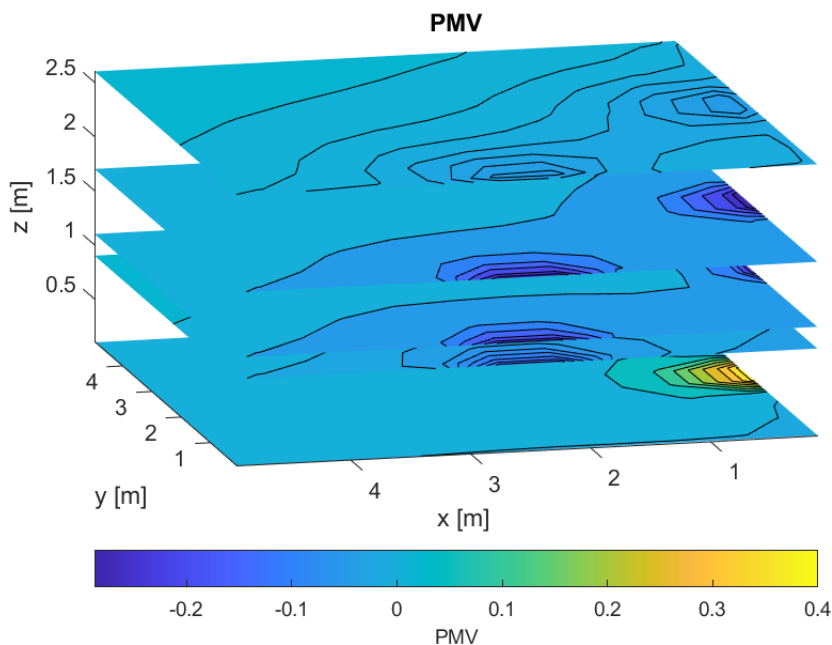
Il modello Simulink utilizzato è quello visto nel paragrafo 5.3 e, attraverso una simulazione con una durata di 8 giorni, si analizza la zona termica di riferimento.

In figura 90 è riportata la distribuzione della temperatura radiante all'interno del locale considerato. Nella zona prossima al radiatore si ha una temperatura radiante vicina a  $24^{\circ}\text{C}$ . Mettendo a confronto le due zone vicine alle finestre, il fatto che il radiatore sia al di sotto di una delle due determina una riduzione della zona adiacente la finestra in cui la temperatura radiante è influenzata dalla bassa temperatura superficiale della finestra stessa.



**Figura 90:** distribuzione della temperatura radiante all'interno del locale considerato.

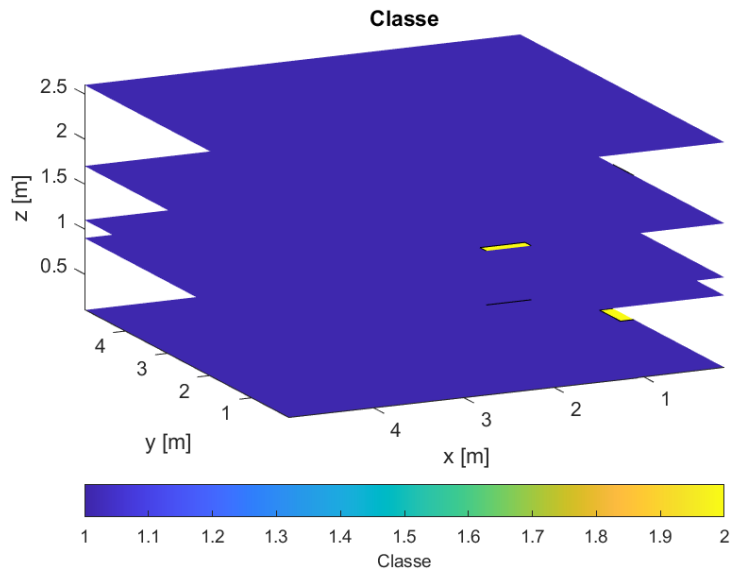
In figura 91 è riportata la distribuzione del PMV nella zona termica di riferimento. Si può notare che, a parte nelle zone vicine al radiatore, dove si sente leggermente caldo, e in quelle vicine alle finestre, dove si sente leggermente freddo, nel resto del locale le condizioni di comfort sono ottimali e per lo più uniformi.



**Figura 91:** distribuzione 3D del PMV nella zona termica.

Nella figura successiva si può notare che in quasi tutto il locale le condizioni di comfort sono di categoria A. La percentuale di volume del locale in cui le condizioni di comfort sono di

categoria A è pari al 97.78% mentre il 2.22% (relativo per lo più alla zona prossima al radiatore) è in categoria B.

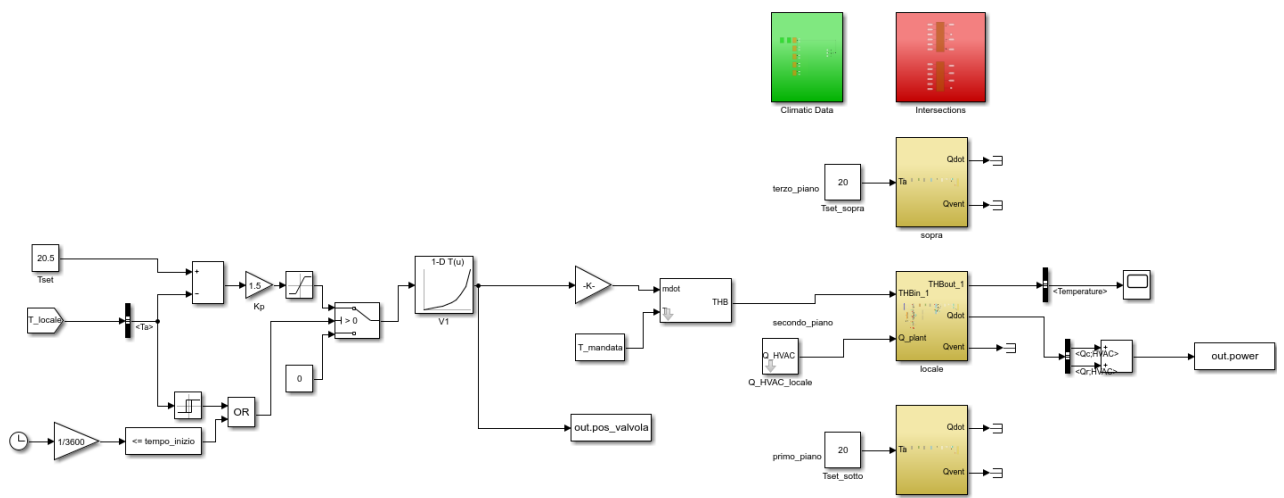


**Figura 92:** Distribuzione categoria di comfort della zona termica.

### 6.3.2 CASO 2: RIPARTENZE

In questa simulazione, si è considerata la zona termica a Bologna con un radiatore e, in particolare, si è analizzato il suo comportamento dopo una riaccensione dell'impianto, causata dal raggiungimento da parte della temperatura dell'aria interna al locale di un valore pari 18.5°C.

Per poter avviare tale simulazione, è necessario fare delle modifiche sul progetto Simulink originale, relativo alla simulazione semi-stazionaria, come si può vedere in figura 93.

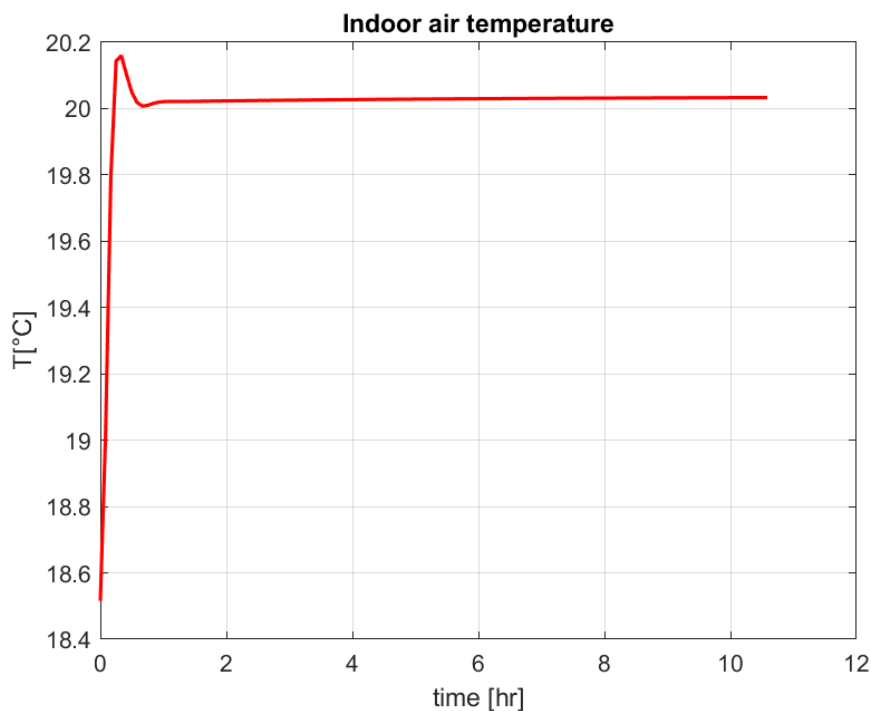


**Figura 93:** lay-out del progetto Simulink con radiatore, simulazione delle ripartenze.

Si aggiunge un operatore OR, il cui primo ingresso deriva da un *Relay* che controlla la temperatura interna dell'aria ed invia un segnale nullo quando questa raggiunge i 21°C, non nullo quando tocca i 18.5°C, mentre il secondo ingresso deriva da un blocco *Compare to constant*, il quale invia un valore nullo quando il tempo di simulazione è maggiore di quello settato (tempo\_inizio = 7 giorni). L'operatore OR invia un segnale nullo solo se i due ingressi sono entrambi segnali nulli; se il segnale è nullo, si disattiva lo *Switch* a valle, annullando la portata di acqua calda in ingresso e, di conseguenza, la potenza immessa. Inizia a ricircolare acqua calda nel radiatore solo quando la temperatura tocca i 18.5°C; in tal caso, infatti, il segnale dal *Relay* risulta essere non più nullo e l'operatore OR invia segnale non nullo allo *Switch* che si riattiva.

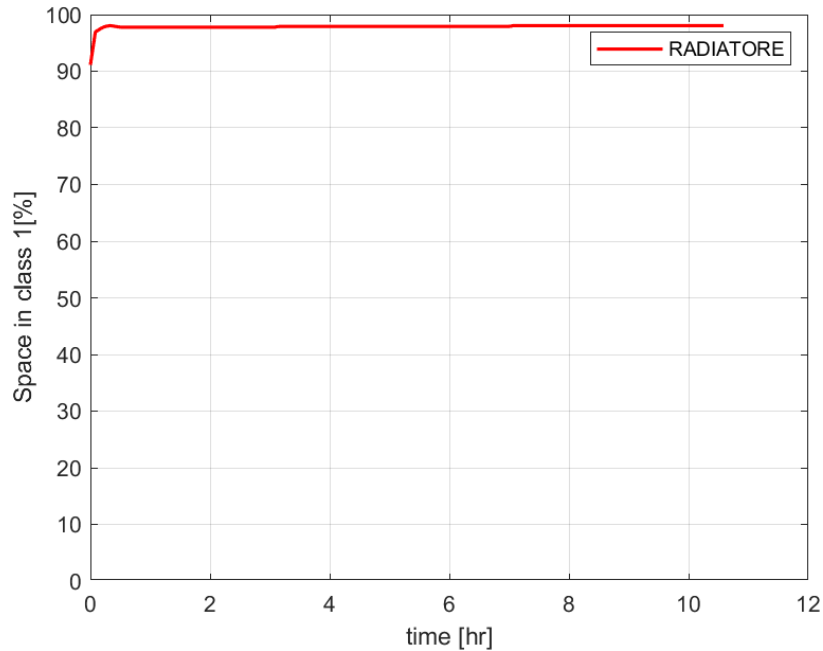
Il tempo di simulazione è pari a 7 giorni e 12 ore.

In figura 94 è rappresentata la curva che descrive l'andamento della temperatura dell'aria interna al locale nel periodo della simulazione tra la ripartenza dell'impianto di riscaldamento e la fine della simulazione. Si nota come la temperatura dell'aria in poco meno di un'ora ritorni ad essere quasi pari a 20°C e come inizialmente assuma un valore leggermente maggiore di 20°C per poi calare: ciò è dovuto al regolatore proporzionale presente nell'impianto, cioè la valvola termostatica.



**Figura 94:** andamento della temperatura interna dell'aria durante il transitorio.

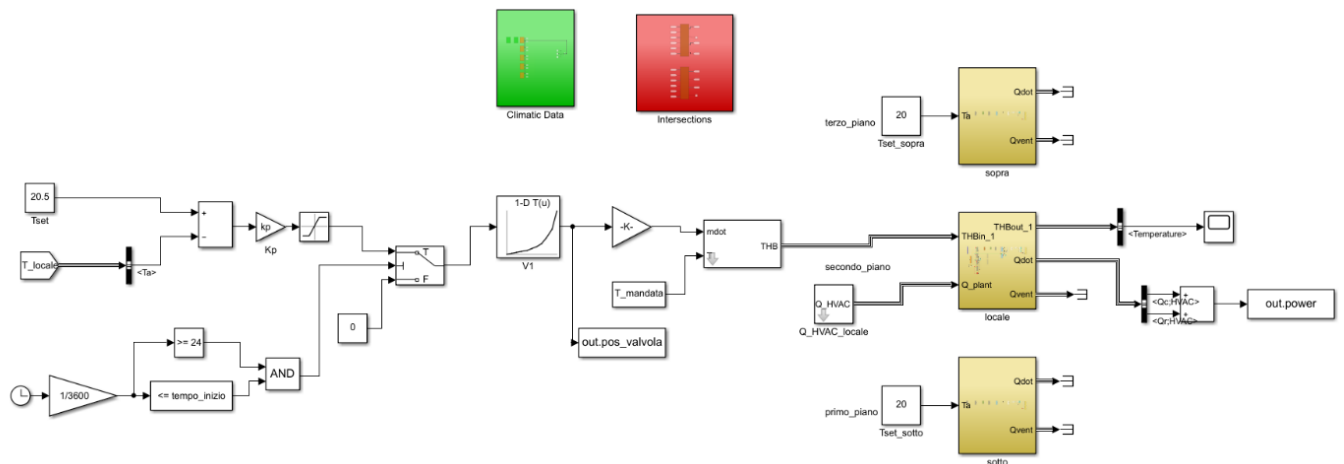
Nella figura successiva è riportata la percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di categoria A. Si nota come la percentuale arrivi al valore di 97.78% dopo 20 minuti dall'accensione dell'impianto.



**Figura 95:** andamento della percentuale di spazio in condizioni di comfort di categoria A.

### 6.3.3 CASO 3: SPEGNIMENTI

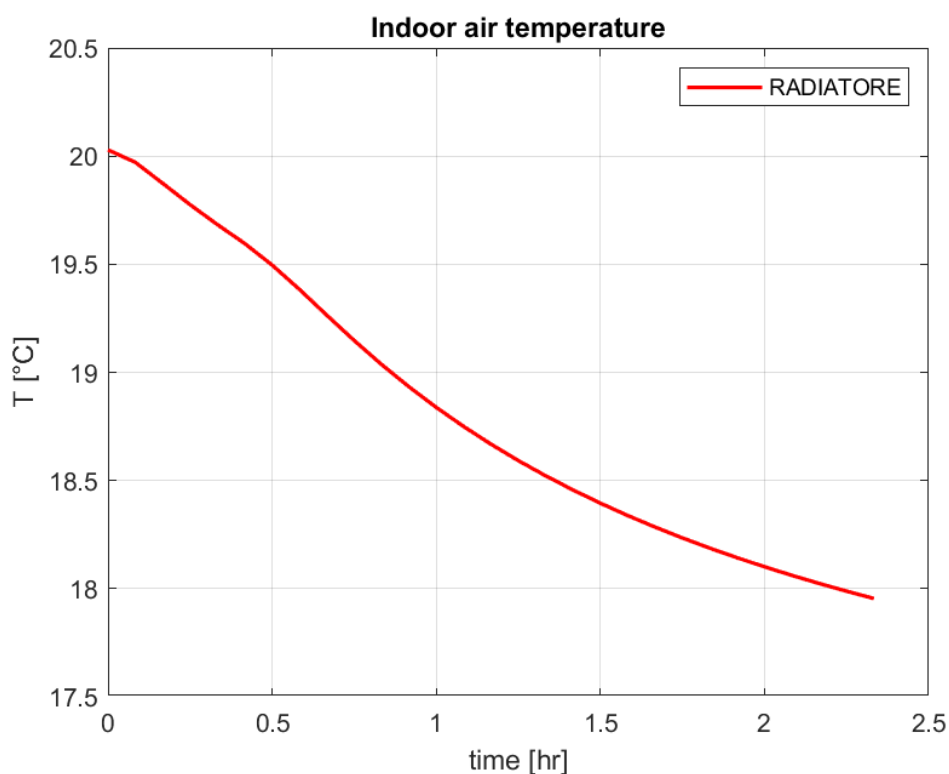
In quest'ultima simulazione, si considera la zona termica a Bologna, con temperatura esterna fissa a  $-5^{\circ}\text{C}$  e irraggiamento solare trascurato, durante un transitorio dovuto allo spegnimento dell'impianto, quindi all'annullamento della potenza immessa. Per simulare lo spegnimento dell'impianto, si modifica il modello Simulink come si vede in figura 96.



**Figura 96:** lay-out progetto Simulink con radiatore, spegnimenti.

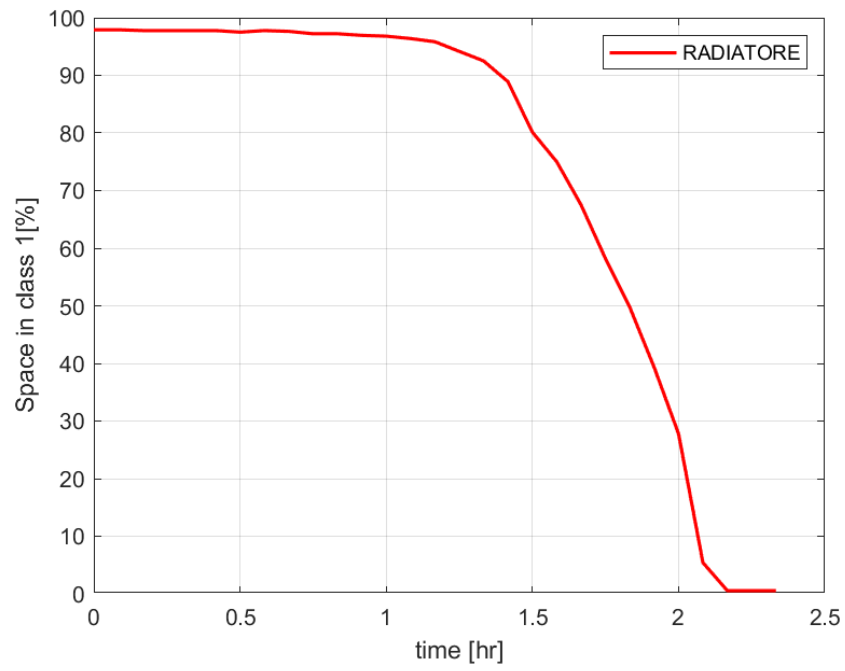
La simulazione prevede di portare a regime la zona termica, quindi avere la temperatura dell'aria interna del locale pari a 20°C per poi annullare la portata di acqua calda all'interno del radiatore. Si aggiunge, quindi, un AND i cui ingressi sono entrambi segnali che provengono da un proprio blocco *Compare to constant*, i quali inviano un segnale non nullo solo se il tempo della simulazione è maggiore o uguale ad un giorno e minore o uguale a tre giorni (il primo giorno è pre-simulativo per portare a regime il sistema).

In figura 97 è riportata la curva della temperatura dell'aria interna nell'intervallo di tempo che intercorre tra l'inizio dello spegnimento e l'istante di tempo in cui tale temperatura raggiunge i 18°C. Si può notare che in poco più di due ore la temperatura cala di 2°C.



**Figura 97:** andamento della temperatura dell'aria interna durante il transitorio.

Nella figura successiva, invece, vi è la curva della percentuale di spazio del locale in esame in condizioni di comfort di classe A durante il periodo di tempo considerato dopo lo spegnimento. La curva parte dal valore di 97.78% per poi annullarsi dopo due ore. Nella prima ora e mezza si ha più dell'80% del locale in tali condizioni di comfort.



**Figura 98:** andamento della percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di classe A.



## **7. CONFRONTO TRA I RISULTATI**

### **7.1 CONFRONTO FRA SISTEMI RADIANTI A PAVIMENTO**

A questo punto è importante fare delle considerazioni riguardo i tre sistemi radianti a pavimento presi in esame, analizzando i casi relativi alle simulazioni annuali. È evidente come i sistemi innovativi, grazie alla loro inferiore inerzia termica rispetto a quella del sistema classico, si rivelino impianti molto più veloci e reattivi. Riescono a rispondere in un minor tempo ad una variazione del carico richiesto, riuscendo a mantenere la temperatura dell'aria interna il più possibile all'interno della banda di regolazione, migliorando anche le condizioni di comfort termico della zona termica. Il sistema classico determina una peggiore regolazione della temperatura producendo surriscaldamenti indesiderati per un tempo maggiore.

Se si considerano le ore di funzionamento dell'impianto, il sistema classico produce condizioni di comfort di classe A in una percentuale di tempo della stagione di riscaldamento minore rispetto ai due sistemi innovativi di tipo A e B, e ciò deriva proprio dalla capacità di questi ultimi di mantenere meglio la temperatura dell'aria nel range di temperature ottimali.

Se si considerano, invece, tutte le ore della giornata, nel caso di regime intermittente, il miglior sistema risulta essere quello classico. Nel caso di regime intermittente con locali confinanti non riscaldati, in particolare, a causa delle condizioni al contorno più gravose, l'elevata inerzia del massetto presente nel pavimento classico fa in modo che l'abbassamento notturno della temperatura dell'aria interna sia più lento e che, di conseguenza, le condizioni di comfort rimangano più costanti rispetto a quelle che si ottengono con i due pavimenti innovativi durante la notte. Grazie a ciò, la mattina alle 7, nel momento di accensione dell'impianto, la temperatura dell'aria risulta essere più alta degli altri due casi. C'è da dire che se si inserisce un'attenuazione notturna invece dello spegnimento notturno dell'impianto, i sistemi innovativi potrebbero risultare migliori. Nel caso di regime intermittente con locali confinanti riscaldati, invece, le cumulate dei diversi sistemi radianti che considerano tutte le ore della giornata, pur identificando il sistema classico come migliore, sono molto simili tra loro.

Nel caso di locali confinanti riscaldati, i sistemi innovativi risultano vincenti sia nel caso di funzionamento continuo che intermittente. Per entrambi i regimi di funzionamento, i sistemi innovativi mantengono tutto il volume della zona termica in condizioni di comfort di classe A per circa il 70-75% del tempo. Quando i locali confinanti sono riscaldati, è possibile ipotizzare un funzionamento intermittente di uno dei due sistemi innovativi, perché con tale regime si ha

il 4.7% in meno del fabbisogno energetico annuo rispetto al caso in cui si utilizzi un regime di funzionamento continuo.

Ciò che distingue i due sistemi innovativi è la quantità di materiale isolante. Quello di tipo B è caratterizzato da uno spessore maggiore, riducendo così le dispersioni verso il locale sottostante il pavimento. È preferibile quindi il sistema radiante di tipo B, soprattutto quando si hanno locali confinanti con la zona termica non riscaldati. Per quanto riguarda la dinamica del pannello, lo spessore di isolante è influente e, quindi, i due tipi di sistemi sono praticamente equivalenti.

Con il sistema innovativo di tipo B, grazie alla sua reattività e al suo importante isolamento termico, si ottiene una riduzione del fabbisogno energetico di circa il 10% rispetto al sistema classico.

## 7.2 CONFRONTO TRA DIVERSI EMETTITORI

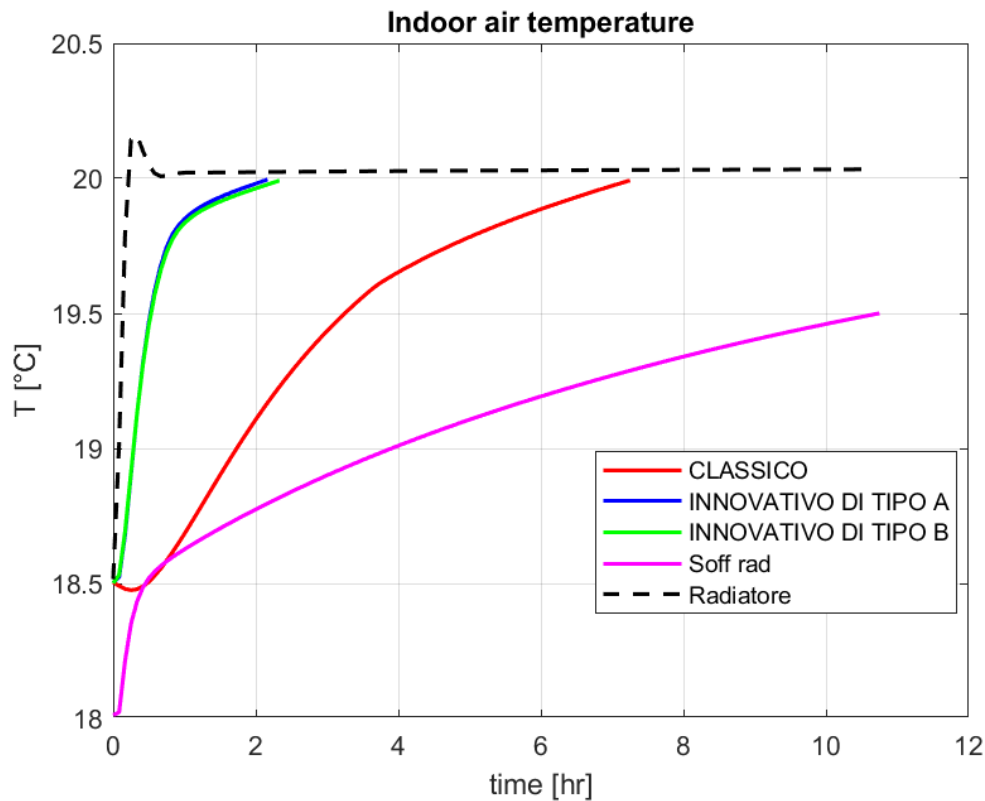
A questo punto, conoscendo i comportamenti di diversi emettitori in una stessa zona termica e con le stesse condizioni al contorno, è possibile effettuare anche delle comparazioni fra questi in due casi particolari tra quelli visti precedentemente: il transitorio di ripartenza e il transitorio di spegnimento. Nel confrontare i diversi sistemi si sono considerate le condizioni di comfort per altezze inferiori ai due metri, quindi la percentuale di volume del locale in categoria di comfort A è riferita considerando i punti dei primi quattro piani della griglia utilizzata per la discretizzazione spaziale del volume finalizzata al calcolo della temperatura radiante.

### 7.2.1 TRANSITORI DI RIPARTENZE

In questo paragrafo si confrontano i diversi transitori di ripartenza dopo uno spegnimento degli impianti analizzati precedentemente. Si ricorda che tale transitorio inizia quando la temperatura del locale di riferimento raggiunge un valore minimo concesso, ovvero quando scende al di sotto di 1.5°C rispetto al valore limite superiore della banda di regolazione.

Dalla figura 99, si osserva come il radiatore porti l'aria alla temperatura desiderata molto rapidamente. Nonostante ciò, l'aria non raggiunge mai i 20°C a regime poiché il sistema è regolato con un regolatore proporzionale (valvola termostatica), ma assume un valore leggermente superiore. Ciononostante, il radiatore risulta l'emettitore che consente il ripristino della temperatura nel minor tempo (circa mezz'ora). I sistemi radianti a pavimento di tipo innovativo portano la temperatura dell'aria al valore scelto in circa 2 ore, mentre quello di tipo classico ci mette circa 7 ore per farlo.

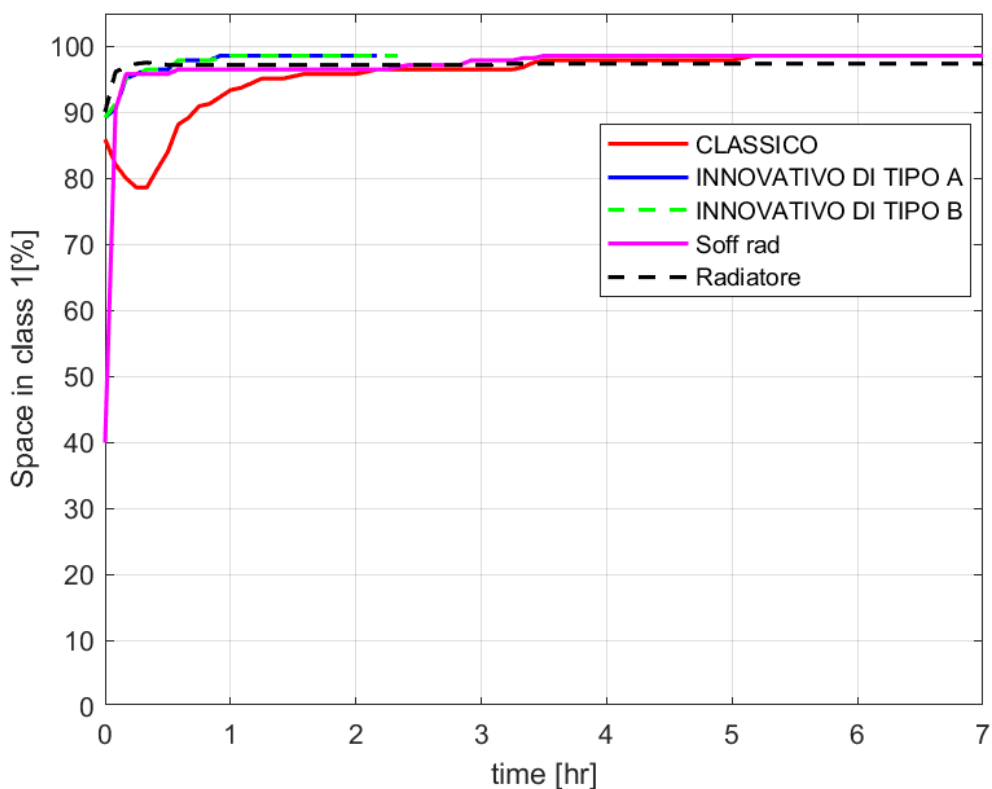
L'andamento del sistema radiante a soffitto, al contrario degli altri casi, parte da una temperatura pari a 18°C poiché è diversa la temperatura di set point (19°C mentre negli altri casi è 19.5°C). Rispetto gli altri sistemi risulta, in generale, più lento a ripristinare le condizioni desiderate (per arrivare ai 19.5°C previsti sono necessarie più di 10 ore).



**Figura 99:** andamenti della temperatura dell'aria interna per i diversi sistemi durante il transitorio di ripartenza.

Nella figura successiva si hanno i corrispondenti andamenti delle percentuali di spazio del locale che si trovano in condizioni di comfort di classe A.

Si può notare come nessun impianto porti ad ottenere il 100% dello spazio in condizioni di comfort di classe A. Il radiatore arriva al valore di regime della percentuale di spazio in categoria di comfort A in mezz'ora dall'inizio dell'accensione dell'impianto. I sistemi radianti a pavimento di tipo innovativo arrivano al valore di regime in un'ora (ma già dopo mezz'ora la differenza rispetto alle condizioni di regime è minima), mentre quello classico prima presenta una diminuzione della percentuale, per poi aumentare fino a stabilizzarsi dopo circa 2 ore. Anche il sistema a soffitto radiante porta a regime la percentuale dopo mezz'ora dall'inizio dell'accensione dell'impianto.



**Figura 100:** andamento della percentuale di spazio del locale in classe di comfort A per i diversi sistemi.

Osservando il grafico precedente della percentuale dello spazio in condizioni di comfort di classe A è possibile avere un'idea più completa della bontà dell'impianto, poiché c'è da sottolineare che il radiatore è l'emettitore che fornisce la maggior potenza convettiva rispetto agli altri, ma le condizioni di comfort dipendono sia dalla temperatura dell'aria sia da quella media radiante, per cui anche i sistemi radianti innovativi risultano ottimali nella velocità di ripristino delle condizioni di comfort nel locale dopo uno spegnimento.

### 7.2.2 TRANSITORI DI SPEGNIMENTI

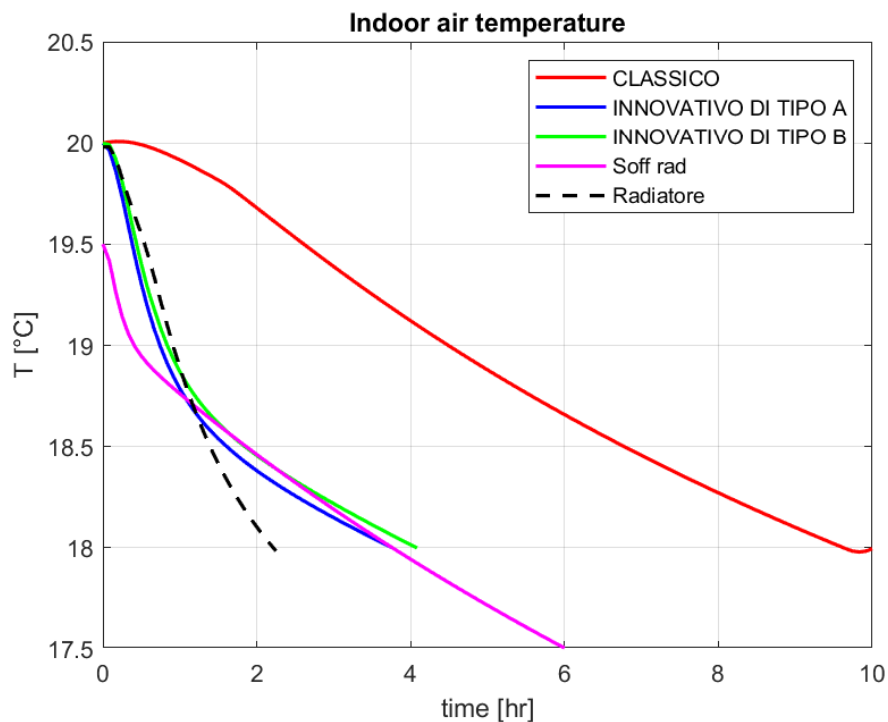
Ora si confrontano i transitori di spegnimento dei diversi emettitori: si valutano i comportamenti degli impianti quando questi vengono spenti.

L'impianto si spegne quando la temperatura raggiunge il valore limite superiore della banda di regolazione (20°C).

In figura 101 si può notare che la temperatura dell'aria cala molto rapidamente quando il locale è dotato di un radiatore: una diminuzione di 2°C della temperatura dell'aria è raggiunta dopo circa 2 ore dallo spegnimento. Con i sistemi a pavimento di tipo innovativo, invece, nonostante per la prima ora producano una diminuzione leggermente più accentuata della temperatura, poi,

al contrario del caso dei radiatori, tale andamento tende a rallentare, raggiungendo un calo di 2°C dopo circa 4 ore dallo spegnimento.

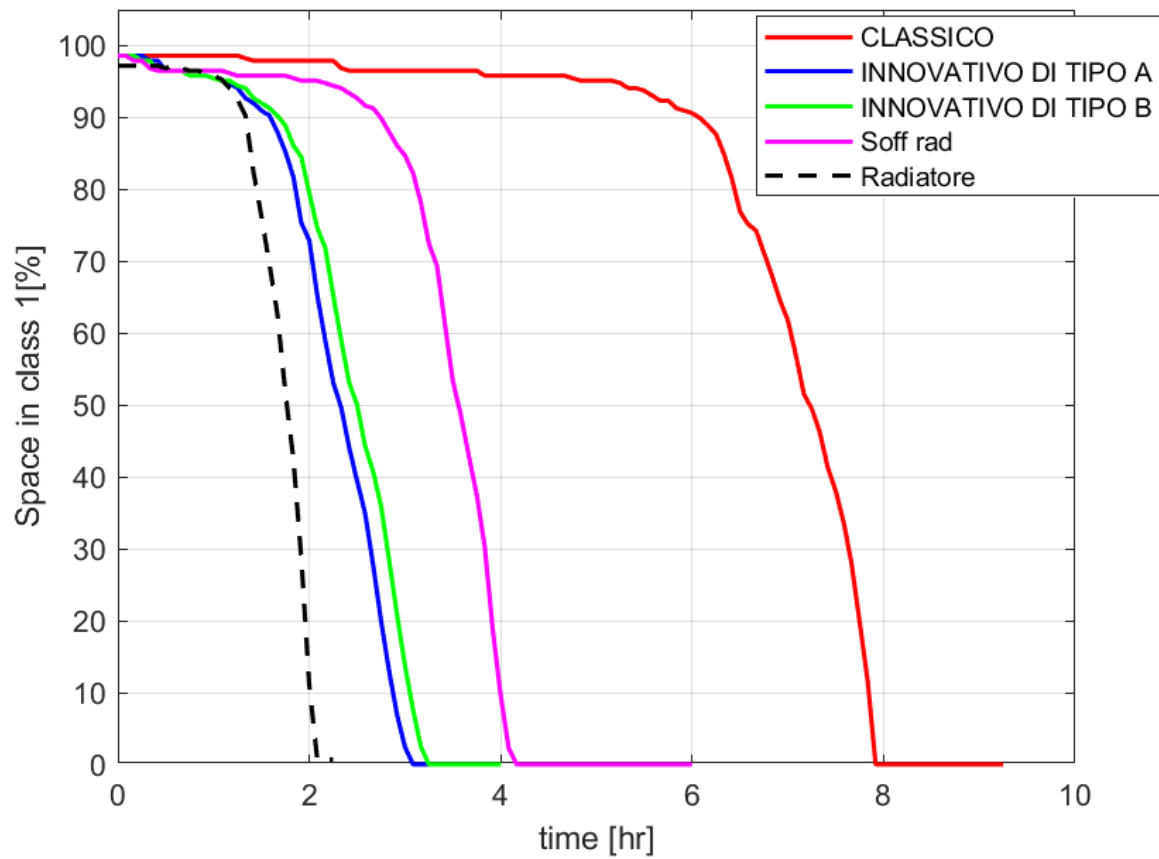
Il sistema radiante a pavimento classico, grazie alla sua maggiore inerzia, impiega 10 ore a provocare una diminuzione di 2°C della temperatura dell'aria interna. Il soffitto radiante è caratterizzato da un calo ripido di temperatura nella prima mezzora, poi l'andamento risulta molto simile a quello del sistema radiante a pavimento di tipo classico, provocando una diminuzione della temperatura di 2°C, però, due ore prima rispetto al pavimento radiante classico.



**Figura 101:** andamenti della temperatura dell'aria interna per i diversi sistemi durante il transitorio di spegnimento.

In figura 102 sono riportati gli andamenti della percentuale di spazio della zona termica in condizioni di comfort di categoria A per i diversi emettitori esaminati.

Qui è nuovamente evidente come il sistema radiante a pavimento di tipo classico sia il migliore nei transitori di spegnimento: grazie alla sua inerzia termica riesce a mantenere per più di 6 ore dall'inizio dello spegnimento più del 90% della zona termica in condizioni ottimali di comfort.



**Figura 102:** andamento della percentuale di spazio del locale in classe di comfort A per i diversi sistemi.

## 8. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

L'obiettivo principale di questo progetto di Tesi è stato l'analisi delle condizioni di comfort termico che si instaurano in un locale quando questo è riscaldato tramite sistemi radianti a pavimento con stratigrafie diverse fra loro. Non essendo possibile effettuare tale analisi tramite software standard di simulazione dinamica (es. TRNSYS), è stato impiegato il software AMABuild, sviluppato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna.

Come primo passo, è stata modellata la zona termica di riferimento su ALMABuild utilizzando il *Radiative model* e sono stati implementati i diversi terminali di riscaldamento considerati: pavimento radiante classico (ad alta inerzia), pavimento radiante innovativo a bassa inerzia con scarso isolamento termico (tipo A), pavimento radiante innovativo a bassa inerzia con consistente isolamento termico (tipo B), soffitto radiante, radiatore. Il pavimento radiante classico presenta le tubazioni posizionate nel massetto, i pavimenti innovativi a bassa inerzia, invece, sono privi di massetto e le tubazioni sono posizionate nel materiale isolante immediatamente sotto lo strato superficiale del pavimento (in questo caso parquet) e si differenziano fra loro per lo spessore dello strato isolante. Tutti i terminali considerati sono stati dimensionati per garantire la potenza di progetto, ovvero 756 W comprensivi della sovrappotenza per le ripartenze calcolata secondo norma UNI 12831.

Le prime simulazioni effettuate sono state di tipo semi-stazionario, per l'analisi del comportamento dei vari impianti in condizioni di regime, e hanno confermato il fatto che tutti gli impianti riescono a portare quasi tutto il volume della stanza in condizioni di comfort di classe A. In particolare, i sistemi radianti a pavimento portano in tali condizioni il 98.88% dell'intero volume della zona termica a regime, il sistema a soffitto l'87% (se si considera però il volume occupato realmente dalle persone, quindi entro i 2 metri di altezza, tale percentuale sale fino al 100%), il radiatore il 97.78%.

Si è poi passati alle simulazioni dinamiche e per tutti i sistemi oggetto della Tesi si sono considerati i transitori di spegnimento e di riaccensione dell'impianto, in cui è stato possibile confrontare la rapidità del sistema nel riportare a regime le condizioni della zona termica. Nelle riaccensioni dell'impianto è stato rilevato un transitorio molto simile fra i vari sistemi, ad eccezione del sistema radiante a pavimento classico, che, a causa della sua inerzia termica, risulta quello più lento nel riportare il locale in condizioni ottimali di comfort. Nei transitori di spegnimento, invece, si notano andamenti distinti fra loro e il sistema peggiore risulta quello

con radiatore, con il quale per ben due ore dallo spegnimento la percentuale della zona termica in condizioni di comfort di categoria A è nulla. In questo caso il sistema migliore risulta essere invece il pavimento radiante classico, il quale proprio grazie alla sua elevata inerzia termica mantiene in condizioni di benessere ottimali una buona percentuale della zona termica per un tempo più lungo.

Si sono quindi effettuate simulazioni per confrontare i comportamenti dei pannelli radianti a pavimento durante un transitorio caratterizzato da un aumento dei carichi richiesti (a causa dell'apertura di una finestra) e durante un transitorio con diminuzione dei carichi (a causa dell'ingresso di persone all'interno della zona termica). Tali simulazioni hanno evidenziato come la maggiore inerzia del pavimento radiante di tipo classico renda tale sistema il più lento ad adeguare la potenza termica emessa rispetto ai pavimenti radianti innovativi senza massetto.

Infine, sono state eseguite simulazioni stagionali per i tre diversi pavimenti radianti, considerando quattro configurazioni diverse:

- Impianto a funzionamento continuo, con zona termica confinante con locali riscaldati;
- Impianto a funzionamento intermittente (spegnimento notturno dalle ore 23 alle ore 7), con zona termica confinante con locali riscaldati;
- Impianto a funzionamento continuo, con zona termica confinante con locali non riscaldati;
- Impianto a funzionamento intermittente (spegnimento notturno dalle ore 23 alle ore 7), con zona termica confinante con locali non riscaldati.

Analizzando i relativi risultati, è stato possibile ricavare informazioni riguardo a consumi, dispersioni e condizioni di comfort che i diversi sistemi radianti producono. Si può concludere che, grazie al miglior isolamento e alla minor inerzia termica, il pavimento radiante innovativo di tipo B risulta essere generalmente il migliore: determina il minor consumo energetico stagionale, disperdendo inoltre quasi sempre la minore energia termica verso l'ambiente sottostante. I sistemi innovativi, grazie alla loro inferiore inerzia termica, si rivelano impianti veloci e reattivi: rispondono in un minor tempo ad una variazione del carico richiesto, riuscendo a mantenere la temperatura dell'aria interna il più possibile all'interno della banda di regolazione, migliorando le condizioni di comfort termico della zona. Il sistema classico determina invece una peggiore regolazione della temperatura producendo surriscaldamenti indesiderati per un tempo maggiore.



Solo nel caso di regime intermittente e se si considerano tutte le ore della giornata, il miglior sistema risulta essere quello classico, soprattutto nel caso di locali confinanti non riscaldati (nel caso di locali confinanti riscaldati, il divario fra le cumulate della percentuale di spazio in condizione di comfort di classe A ottenute coi vari pannelli è molto ridotto). Infatti, l'elevata inerzia termica del pavimento classico mantiene la zona termica in condizioni ottimali per più tempo dallo spegnimento notturno. Se si inserisse un'attenuazione notturna al posto dello spegnimento dell'impianto, i sistemi innovativi risulterebbero probabilmente migliori.

Uno sviluppo futuro del presente lavoro di Tesi può riguardare infatti il confronto fra i risultati delle simulazioni stagionali con le diverse tipologie di pavimento radiante in caso di funzionamento dell'impianto con attenuazione notturna. Un ulteriore sviluppo può riguardare il confronto fra i risultati delle simulazioni effettuate con la zona termica considerata con quelli relativi ad una diversa zona termica, provvista ad esempio di finestre meno disperdenti. Infine, è possibile realizzare un'analisi economica di tutte le tipologie di impianto considerate.

## 9. BIBLIOGRAFIA

- [1] ISO 7730:2005, "Ergonomics of the thermal environment | Analytical determination, 2005 and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria".
- [2] M. Vio: "Climatizzazione con sistemi radianti-Guida alla progettazione", EditorialeDelfino, 2011
- [3] M. Roncato: " ANALISI DINAMICA DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE E DELLE CONDIZIONI LOCALI DI COMFORT TERMOIGROMETRICO IN UN AMBIENTE CONFINATO IN FUNZIONE DELLA TIPOLOGIA DI IMPIANTO DI RISCALDAMENTO" - Tesi di Laurea, Università di Bologna, 2015
- [4] ASHRAE Handbook, Fundamentals - SI Edition, 1997
- [5] UNI EN 1264-3:2009, "Water based surface embedded heating and cooling systems - Dimensioning", 2009
- [6] J. P. Campana: " ALMABEST: A NEW WHOLE BUILDING ENERGY SIMULATION SIMULINK-BASED TOOL FOR NZEB DESIGN" – Tesi di Dottorato di ricerca, Università di Bologna, 2019
- [7] UNI EN 12831-1:2018, "Prestazione energetica degli edifici -Metodo per il calcolo del carico termico di progetto – Parte 1: Carico termico per il riscaldamento degli ambienti", 2018.
- [8] S. Bordoni: "SIMULAZIONE DINAMICA DI UN EDIFICIO TRAMITE IL SOFTWARE ALMABuild" - Relazione tirocinio, 2017.
- [9] UNI/TS 11300 – 1. "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale", 2014
- [10] UNI 10349, "Riscaldamento e raffrescamento degli edifici", 2016.

## Ringraziamenti

Vorrei, innanzitutto, ringraziare la mia Relatrice, la Dott.ssa Naldi, per avermi proposto tale progetto di tesi e avermi seguita durante tutto il suo percorso. Nonostante la lontananza, è sempre stata disponibile ad aiutarmi in ogni fase del progetto.

Ringrazio il Prof. Morini per avermi dato la possibilità di intraprendere tale percorso di tesi nella sua materia.

Ringrazio, anche, l'Ing. Salvi Federica per essere stata un punto di riferimento e di confronto durante questi ultimi mesi.

Un grazie enorme va ad Annalisa e a Valentina, le mie due principali compagne di questo lungo viaggio. La prima tappa l'abbiamo raggiunta insieme, in quest'ultima saremo separate, ma spero di festeggiare con voi tutti i nostri prossimi traguardi.

Grazie a Davide e a Leonardo per avermi intasato il cervello di Fanta calcio e di tutto ciò che gli riguarda. Nonostante ciò, siete stati sempre pronti a tutto e di questo ve ne sono grata.

L'università è stata meno faticosa e più divertente grazie a voi quattro.

Grazie a tutto il resto della banda di Bologna, la mia famiglia fuori sede, per tutte le serate e le giornate passate insieme.

Grazie alle mie amiche del liceo Anna e Chiara per esserci sempre, anche dopo settimane che non ci sentiamo. Ogni volta che ci incontriamo è come se ci vedessimo ogni giorno, come succedeva poco più di cinque anni fa. Un particolare grazie va a Rita, la mia compagna di banco. Nonostante i km che ci separano, so che posso sempre contare su di lei e lei può sempre contare su di me.

Grazie ad Erika per essere sempre lei al 100%, senza peli sulla lingua e, a Rosa, per essere l'amica con cui discuto riguardo i miei pensieri e i miei acquisti. Grazie a Paola la cui presenza nella mia vita è fondamentale.

Un grazie ai miei cugini e zii, tutti i quali mi hanno insegnato l'importanza di avere tanta pazienza e che, soprattutto, quando si condividono gioie e dolori, le prime si rivelano più grandi e i secondi un po' meno. Un grazie infinito va ai miei nonni per tutto l'amore che mi trasmettono ogni giorno da quando ero un piccolo essere.

Un grazie a Pierpaolo per supportarmi e sopportarmi costantemente. Ho meno paura di affrontare i problemi e gli ostacoli da quando ci sei tu al mio fianco.

E per ultimi, ma non per importanza, ringrazio i miei genitori e mio fratello. In assoluto, i miei primi supporters. Grazie a mamma e a papà per avermi fatto conoscere il mondo e gli strumenti per viverci nel miglior modo possibile, e grazie a Francesco per essere un fratello maggiore sempre presente e, seppur non geloso, molto protettivo.