



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

ODESSE: simulazione dinamica del sistema edificio-impianti per la climatizzazione estiva

F. Ceravolo, B. Di Pietra, F. Margotta, G. Puglisi



ODESSE: SIMULAZIONE DINAMICA DEL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTI PER LA
CLIMATIZZAZIONE ESTIVA

F. Ceravolo, B. Di Pietra, F. Margotta, G. Puglisi

Settembre 2010

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi finali

Tema: Studio e dimostrazione di forme di finanza innovativa e di strumenti di programmazione e pianificazione per la promozione di tecnologie efficienti per la razionalizzazione dei consumi elettrici a scala territoriale e urbana

Responsabile Tema: Ilaria Bertini, ENEA



Accordo di Programma MSE-ENEA

Tema di ricerca 5.4.4.7/5.4.4.8: “Studio e dimostrazione di forme di finanza innovativa e di strumenti di programmazione e pianificazione per la promozione di tecnologie efficienti per la razionalizzazione dei consumi elettrici a scala territoriale e urbana”

ODESSE: simulazione dinamica del sistema edificio-impianti per la climatizzazione estiva

INDICE

1	Introduzione	5
2	Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM, Transfer Function Method)	9
2.1	<i>Risultati</i>	13
3	Heat Balance Method (HBM) e Radiant Time Series Method (RTSM)	18
3.1	<i>Heat Balance Method:</i>	18
3.2	<i>Radiant Time Series (RTS) Method:</i>	21
3.2.1	Guadagni conduttivi pareti opache	24
3.2.2	Guadagni parti vetrate	28
3.2.3	Guadagni interni	30
3.2.4	Guadagni per ventilazione ed infiltrazione	30
3.2.5	Convezione e Radiazione	31
3.2.6	Conversione delle parti radiative dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento	32
4	Realizzazione del modello in Simulink	37
4.1	<i>Esempio: Componente pareti opache</i>	39
4.2	<i>Esempio: Componente finestre</i>	41
4.3	<i>Confronti</i>	42
5	Valutazione dei profili orari di consumo di energia elettrica e acqua calda sanitaria ..	45
5.1	<i>Stima del consumo orario acqua calda sanitaria</i>	45
5.1.1	Calcolo del consumo giornaliero di ACS	53
5.2	<i>Diagramma orario del carico elettrico</i>	57
6	Modelli impianti	65
6.1	<i>Premessa</i>	65
6.2	<i>Modello matematico accumulo termico</i>	65
6.3	<i>Modello matematico caldaia</i>	72
6.4	<i>Modello matematico impianto fotovoltaico</i>	75
6.5	<i>Pompa di calore ad assorbimento (acqua-ammoniaca)</i>	81
6.5.1	Modello matematico pompa di calore (NH ₃ /H ₂ O)	82

1 Introduzione

Scopo dell'attività di sviluppo della piattaforma ODESSE è stato l'implementazione di un algoritmo per la determinazione del carico termico per il raffrescamento di un edificio.

Tale tematica rappresenta un problema ancora aperto nella comunità scientifica, in quanto, come verrà successivamente descritto, di non facile soluzione; infatti la determinazione del carico termico in regime estivo viene affrontata applicando varie metodologie risolutive che, fortemente influenzate dalle ipotesi su cui si basano, danno luogo a risultati anche sensibilmente diversi tra loro. Ciò è ben evidenziato dal lavoro pubblicato dall'Ashrae¹ che ha confrontato i software di simulazione dinamica del sistema edificio-impianti più utilizzati e può essere sintetizzato dal grafico sottostante.

La problematica risulta ancora più evidente nel caso in cui l'obiettivo della piattaforma software è la simulazione di una pluralità di edifici (come è per ODESSE) in quanto, per vincoli computazionali, è necessario, se non obbligatorio semplificare tale calcolo.

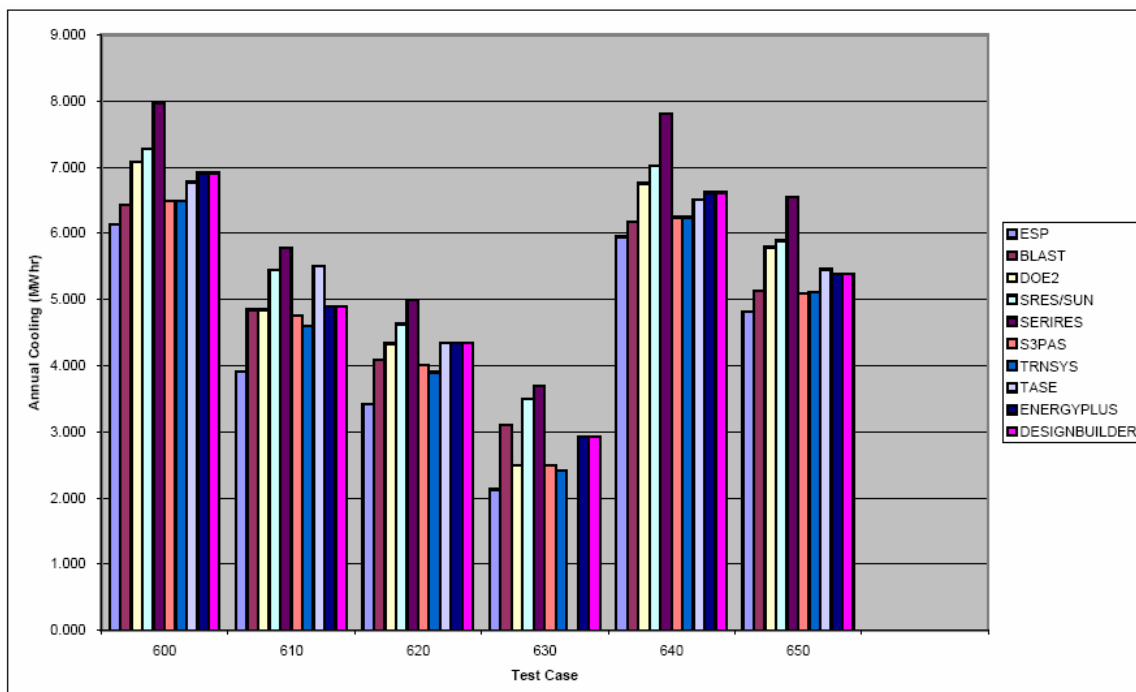


Figura 1 - fabbisogno termico estivo: confronto fra vari software per 5 tipologie di edifici (fonte Ashrae)

¹ ANSI/ASHRAE Standard 140-2004 Building Thermal Envelope and Fabric Load Tests, Giugno 2006

Il calcolo del carico termico in regime estivo è reso notevolmente complesso dalla variabilità delle condizioni ambientali (interne ed esterne) che rendono gli scambi termici edificio-ambiente in una condizione di transitorio continuo.

Ciò è dovuto principalmente al fatto che l'irraggiamento solare, che in regime estivo è il fattore che influenza maggiormente l'andamento della temperatura interna dell'edificio e, conseguentemente, del carico termico, varia notevolmente nel corso della giornata. Questo implica che, a differenza di quanto è possibile ipotizzare in regime invernale, nell'equazione di bilancio termico dell'edificio deve essere considerato il termine di accumulo:

$$Q_{entrante} + Q_{impianti} - Q_{uscente} = Accumulo$$

Infatti la radiazione solare che penetra attraverso i componenti opachi e quelli trasparenti non diventa istantaneamente carico termico; infatti:

- la quota parte che attraversa le superfici trasparenti riscalda molto debolmente l'aria a causa del suo basso fattore di assorbimento; riscalda, invece, sensibilmente i corpi su cui incide, che aumentano la loro energia interna e, conseguentemente, la loro temperatura; quando questa è maggiore di quella dell'aria inizia il processo di scambio termico per convezione;
- la radiazione che incide sulle pareti opache viene in parte assorbita e in parte trasmessa all'interno della parete e, quindi, riemessa (per convezione) all'interno dell'edificio.

In entrambi i casi il processo di trasformazione non è istantaneo, ma avviene dopo un certo intervallo temporale che dipende dalle capacità termiche e dalle capacità di scambio termico dei materiali con l'aria.

Queste ultime valutazioni giustificano la necessità di considerare la condizione di raffrescamento in regime di continuo transitorio.

La variabilità delle condizioni climatiche e l'ipotesi di regime transitorio rendono difficoltosa la risoluzione analitica dell'equazione di bilancio termico dell'edificio, per cui si ricorre a metodi matematici. Fra i vari esistenti, i più utilizzati sono:

- Metodo delle Ammettenze
- Metodo delle Impedenze
- Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM, *Trasfer Function Method*)

- Metodo del Bilancio Termico (HBM, *Heat Balance Method*)
- Metodo delle Serie Radiative Temporal (RTS, *Radiant Time Series*)

Si tratta di metodi matematici di risoluzione di equazioni differenziali per cui, per quanto accurato, il calcolo non potrà fornire soluzioni esatte; infatti tali metodi introducono delle approssimazioni dovute all'uso di coefficienti e alla impossibilità di valutare con esattezza la variabilità dei parametri termo-fisici con le condizioni ambientali (coefficienti di scambio termico, trasmittanze termiche, etc.).

La determinazione del carico termico di raffrescamento avviene considerando due componenti del flusso termico:

- Guadagno termico (*heat gain*)
- Carico di raffreddamento (*cooling load*)

Il guadagno termico è il flusso di calore netto all'interno dell'edificio, istante per istante; tale guadagno è prodotto dalla differenza fra i flussi entranti nell'edificio e quelli uscenti, ovvero:

- flusso termico per radiazione attraverso le superfici opache e trasparenti;
- flusso termico per conduzione attraverso le pareti orizzontali e verticali;
- flusso termico per ventilazione e/o infiltrazione di aria esterna;
- flusso termico generato da persone, apparecchiature elettriche, sorgenti di illuminazione.

Il carico di raffreddamento è la quantità di calore che bisogna estrarre dall'ambiente per mantenere la temperatura di riferimento voluta² e, di conseguenza, dimensionare opportunamente gli impianti di climatizzazione. Questo viene determinato a partire dal guadagno termico e mediante l'utilizzo di opportuni coefficienti dipendenti dal metodo utilizzato. Si può notare che a causa delle modalità con cui viene convertito il flusso radiativo, spesso il guadagno termico non coincide con il carico di raffreddamento.

Lo sviluppo della piattaforma ODESSE nel corso dell'ultimo anno, relativamente alla sola parte dell'edificio, ha riguardato l'implementazione di un algoritmo per la determinazione

² La temperatura di riferimento può essere rappresentata da una funzione complessa

del carico termico estivo. Fra i vari metodi esistenti si è scelto in un primo momento il Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM); questo ha palesato alcune limitazioni, come verrà di seguito esposto, per cui si è deciso di implementare anche il Metodo delle Serie Radiative Temporali (RTS), derivato dal metodo di Bilancio di Calore.

Nel prosieguo del documento verranno descritti i due metodi, evidenziandone per ciascuno limiti e punti di forza.

2 Metodo delle Funzioni di Trasferimento (TFM, Transfer Function Method)

Come è noto dalla letteratura, l'ipotesi di edificio termostattizzato per il calcolo del carico termico estivo non può essere ritenuta valida in quanto, come già esposto, i flussi termici vengono scambiati sempre in regime transitorio. Ciò è dovuto alla variabilità delle condizioni ambientali (temperatura e radiazione) che determina l'inversione dei flussi termici scambiati e rende molto influente l'effetto dell'inerzia termica delle pareti. È quindi necessario ricorrere a relazioni che riescano a valutare l'influenza di tale parametro nel tempo.

La formulazione completa di tale problematica prevede per un edificio che per semplicità possiamo considerare a forma di parallelepipedo:

- sei equazioni di bilancio energetico per ogni superficie, del tipo:

$$q_i = Q_{conv} + Q_{ff} + Q_f + Q_g$$

con q_i : flusso termico al lato interno della parete i-esima

Q_{conv} : flusso termico convettivo scambiato fra la superficie i-esima e l'ambiente

Q_{ff} : flusso termico incidente sulla superficie i per effetto delle altre superfici

Q_f : apporto solare (radiativo) delle superfici trasparenti

Q_g : apporto termico radiativo emesso da persone, luci e apparati elettrici

- sei equazioni di conduzione attraverso le pareti, che possono essere espressi nella forma:

$$q_{cond} = \sum b_n T - \sum d_n q' - T_r \sum c_n$$

con: b_n , d_n , c_n coefficienti delle funzioni di trasferimento, T : temperatura esterna,

q' : flusso termico all'istante precedente, T_r : temperatura interna (costante)

- equazione di bilancio dell'aria ambiente:

$$q_a = Q_{conv} + Q_{vent} + Q_f + Q_g$$

in cui oltre i termini già visti compare quello relativo alla ventilazione Q_{vent} .

Ne risulta un sistema di equazioni valido per ogni intervallo temporale di simulazione, la cui notevole complessità risolutiva rende ragione dell'utilizzo di metodi matematici

semplificati per la determinazione del carico di raffrescamento in regime estivo. Uno di questi è il Metodo delle Funzioni di Trasferimento, proposto dall'Ashrae; il metodo prevede l'applicazione di due famiglie di coefficienti o fattori peso, aventi la funzione di simulare l'effetto di fenomeni dissipativi e/o inerziali: la prima per determinare l'apporto di calore per conduzione attraverso le pareti opache (CTF); la seconda per tener conto dei fenomeni di accumulo generati dai flussi termici con componente radiativa (RTF). Gli apporti termici solari attraverso le superfici trasparenti, quelli puramente convettivi e quelli generati da persone, luci e apparecchiature elettriche sono considerati integralmente. In questo modo ciascuna componente con il proprio peso riproduce l'effetto del carico termico sull'aria ambiente, istante per istante.

Nel dettaglio, il carico termico (estivo) $Q_{cool,t}$ all'istante t è funzione del valore al medesimo istante degli apporti termici delle singole componenti del guadagno termico $q_{i,t}$ e del valore del carico termico estivo e degli stessi apporti termici agli istanti precedenti:

$$Q_{cool,t} = \sum_i (v_0 q_{i,t} + v_1 q_{i,t-\delta} + v_2 q_{i,t-2\delta} + \dots) - (w_1 Q_{cool,t-\delta} + Q_{cool,t-2\delta} + \dots)$$

dove i è il numero delle componenti dell'apporto termico, t l'intervallo temporale (tipicamente 1 ora) e $v_0, v_1, v_2, \dots; w_1, w_2, \dots$, sono i coefficienti della *Room Transfer Function* relativi all'ora considerata, a quella precedente e alle due ore precedenti:

$$K(z) = \frac{v_0 + v_1 z^{-1} + v_2 z^{-2} + \dots}{1 + w_1 z^{-1} + w_2 z^{-2} + \dots}$$

In generale questi coefficienti dipendono dall'intervallo temporale scelto, dalla natura degli apporti termici e dalle caratteristiche termiche inerziali (assorbimento e ritardo dell'onda termica) dell'involucro edilizio. La limitazione alle due ore precedenti o anche alla sola ora precedente (come più comunemente utilizzato) è una approssimazione dovuta all'effetto trascurabile dei contributi degli altri termini; l'Ashrae stesso presenta i valori tabellati relativi alla sola ora precedente.

La $K(z)$ non è altro che il rapporto fra la trasformata di Laplace di una funzione ingresso $I(z)$ e la trasformata di Laplace della risposta $U(z)$, individuata a partire dall'equazione differenziale che rappresenta il sistema-edificio:

$$K(z) = \frac{U(z)}{I(z)}$$

Pertanto si possono ottenere diverse funzioni di trasferimento $K(z)$ e quindi diversi set di coefficienti $v_0; v_1; v_2; \dots; w_1; w_2; \dots$, impiegando differenti funzioni di ingresso, scelte opportunamente e tutte in grado di descrivere il sistema con diversi gradi di accuratezza e onere di calcolo.

Si può notare che l'approssimazione introdotta con i coefficienti v e w , non è limitativa da un punto di vista concettuale, nel senso che non annulla la “storia” termica dell’ambiente nelle ore precedenti in quanto nell’espressione del carico termico in un dato istante ($Q_{cool,t}$) sono presenti i termini dei carichi termici delle ore precedenti, che a loro volta dipendono dai carichi termici precedenti e così via: in questo modo si considera l’effetto della “storia” del sistema.

Per quanto riguarda ODESSE, il carico termico è calcolato con l’espressione vista in precedenza, in cui il guadagno termico $q_{i,t}$ è composto dai seguenti termini:

- flusso termico per conduzione (dispersione) attraverso le pareti opache

$$q_d = \sum_{i=1}^N U_i A_i (T_{ref} - T_a) + U_t A_t (T_{ref} - T_t)$$

con N: numero pareti

t: terreno

U:trasmittanza termica

A: superficie singola parete

T_{ref} : temperatura interna di riferimento (pari a 20°C in inverno e 26°C in estate)

T_a : temperatura ambiente esterno

T_t : temperatura terreno (può assumere lo stesso valore di T_a se l’edificio è su pilotis, altrimenti viene assunta costante e pari a 15°C)

- flusso termico radiativo attraverso le superfici opache: $q_{so} = \sum_{i=1}^N U_i A_i \frac{\alpha_p}{h_e} I_i$

con N: numero pareti

U:trasmittanza termica

A: superficie singola parete

α_p : coefficiente assorbimento superficiale parete

h_e : coefficiente di convezione aria esterna

I_i : irraggiamento totale incidente sulla superficie i-esima

- flusso termico radiativo attraverso le superfici trasparenti:

$$q_{st} = \sum_{i=1}^N SC \left[I_b \cos(\vartheta) SHGC(\vartheta) + (I_d + I_g) \langle SHGC \rangle_e \right] A_i$$

con N: numero superfici trasparenti

SC: coefficiente di ombreggiamento

I_b : irraggiamento diretto

I_d : irraggiamento diffuso

I_g : irraggiamento riflesso dal suolo

SHGC (ϑ): guadagno solare diretto (*solar heat gain coefficient*)

$SHGC_e$: guadagno solare emisferico

A: superficie finestrata

- flusso termico per ventilazione-infiltrazione: $q_v = c_p \rho n V (T_{ref} - T_a)$

con c_p : calore specifico dell'aria

ρ : densità aria

n: numero di ricambi d'aria orari

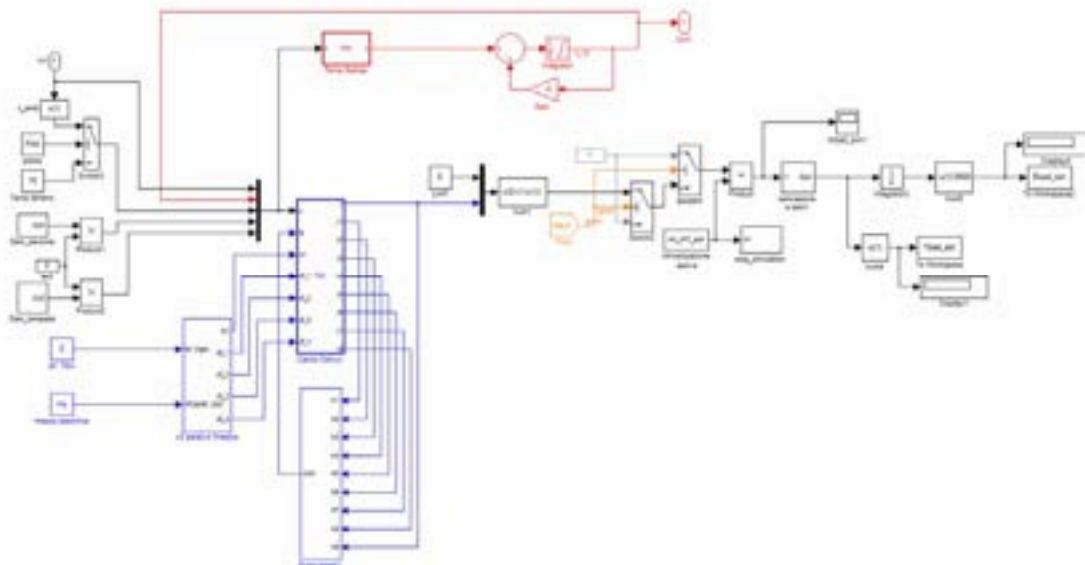
V: volume aria interna

T_{ref} : temperatura interna di riferimento (pari a 20°C in inverno e 26°C in estate)

T_a : temperatura ambiente esterno

- flusso termico generato da persone, apparecchiature elettriche e sorgenti di illuminazione q_g .

La figura seguente mostra come l'algoritmo è stato implementato in simulink; la parte in blu è relativa all'algoritmo per il calcolo del carico termico, quella in rosso è l'equazione differenziale che descrive l'andamento orario della temperatura interna, come sarà descritto nel proseguo, quella in nero riguarda la lettura dei dati di input e l'elaborazione per ottenere le grandezze volute (carico termico istantaneo e fabbisogno termico annuale).



F

figura 2 - schema simulink del metodo TFM

La criticità di tale metodo risiede nella determinazione dei coefficienti v e w per le diverse tipologie di murature. L'Ashrae Fundamentals riporta apposite tabelle con i coefficienti suddetti che, però, sono adatti a murature non di uso comune nel nostro Paese e che, quindi, mal si adattano alle tipologie di edifici italiani; inoltre la vetustà degli stessi coefficienti (risalenti agli anni '80) fa sì che essi non si adattino alle nuove esigenze costruttive che fanno uso di materiali ad alte prestazioni energetiche. Infatti le simulazioni comparative (ODESSE, Trnsys ed Energy Plus) eseguite sui 12 edifici benchmark, come descritto di seguito, evidenziano delle differenze nell'evoluzione temporale del carico termico estivo che ragionevolmente sono da attribuire in misura rilevante ai valori non corretti dei coefficienti v e w .

2.1 Risultati

Per verificare la validità degli algoritmi implementati sono state effettuate una serie considerevole di simulazioni comparative con altri due software, ENERGY PLUS e TRNSYS, fra i più quotati *tool* di simulazioni dinamiche; gli edifici su cui sono state effettuate le simulazioni sono quelli “benchmark” utilizzati per le prime prove comparative di ODESSE, descritti in dettaglio nella relazione conclusiva del primo anno di attività.

In sintesi, si tratta di 4 edifici caratterizzati dalla stessa tipologia di involucro e da differenti caratteristiche geometriche:

- rapporto Superficie/Volume pari, rispettivamente a 0,28; 0,4; 0,5; 0,6;
- percentuale di superfici finestate (rispetto alla superficie totale di ciascuna parete) del 15%, 30%, 60%.

Sono state, inoltre, assunte le seguenti ipotesi:

- edificio con un'unica zona;
- dati meteo (temperatura ambiente, irraggiamento sulle superfici): file meteo "epw" per le località di Roma (Ciampino), Milano (Linate) e Palermo (Punta Raisi)³;
- guadagni interni (persone, apparecchi elettrici e luci) e carico latente nulli;
- *Timestep* simulazione pari a 1h.

	Edificio "A"	Edificio "B"	Edificio "C"	Edificio "D"
Larghezza (m)	10	10	10	50
Altezza (m)	10	10	20	10
Profondità (m)	10	20	20	50
S/V	0,6	0,5	0,4	0,28

Tabella 1: caratteristiche edifici benchmark

Per ciascuna simulazione sono stati valutati i carichi massimi istantanei, il fabbisogno energetico annuo, i valori istantanei dei singoli flussi componenti il guadagno termico (q_d , q_{so} , q_{st} , q_v , q_g), la temperatura interna. Occorre notare che le considerazioni che seguiranno riguardano solo la parte estiva in quanto l'algoritmo per il calcolo del carico termico in regime invernale è stato già validato, come riportato nella relazione conclusiva del primo anno di attività.

A fronte delle molteplici simulazioni effettuate dei 12 edifici "benchmark" e per ciascuna località, vengono mostrati solo i risultati delle simulazioni effettuate con il file climatico di Roma Ciampino.

Si premette che i risultati dell'edificio "D" non sono riportati in quanto il confronto fra i tre programmi mostra delle incongruenze, la cui causa sarà oggetto d'indagine.

³ I file epw sono reperibili su: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data.cfm

I grafici e la tabella sottostanti mostrano come la differenza del fabbisogno energetico annuale determinato con ODESSE e con gli altri due software vari a seconda della percentuale di superficie finestrata, passando da una sottostima per basse percentuali ad una sovrastima per valori alti. L'errore medio sugli edifici "A", "B" e "C", calcolato come:

$$1 - \frac{E_{load\ sw}}{E_{load\ OD}}$$

con $E_{load\ sw}$: fabbisogno energetico,
sw: Energy Plus o Trnsys, OD: ODESSE

è circa il 10% rispetto a Energy Plus e il 15% rispetto a Trnsys; per depurare il dato dalle compensazioni dovute al segno dell'errore si è calcolato anche il valore assoluto dell'errore delle singole simulazioni, ottenendo un errore rispetto a Energy Plus del 20% e del 24% rispetto a Trnsys.

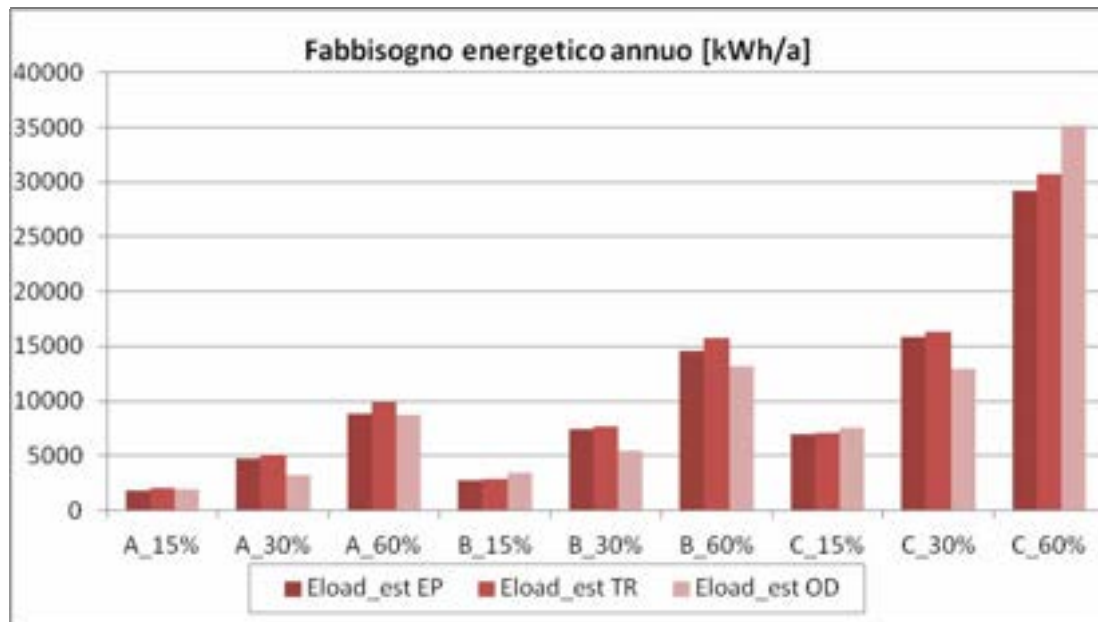


Figura 3 - Fabbisogno energetico (Eload) Roma Ciampino

	ERRORE			VALORE ASSOLUTO ERRORE		
	(1-TR/EP)	(1-EP/OD)	(1-TR/OD)	(1-TR/EP)	(1-EP/OD)	(1-TR/OD)
	Eload_est	Eload_est	Eload_est	Eload_est	Eload_est	Eload_est
Edificio_A_15%	-10.1%	6.6%	-2.8%	10.1%	6.6%	2.8%
Edificio_A_30%	-5.4%	-47.0%	-54.8%	5.4%	47.0%	54.8%
Edificio_A_60%	-12.0%	-0.6%	-12.8%	12.0%	0.6%	12.8%
Edificio_B_15%	-7.5%	21.9%	16.1%	7.5%	21.9%	16.1%
Edificio_B_30%	-4.0%	-35.4%	-40.9%	4.0%	35.4%	40.9%
Edificio_B_60%	-8.1%	-10.3%	-19.2%	8.1%	10.3%	19.2%
Edificio_C_15%	-1.2%	7.9%	6.7%	1.2%	7.9%	6.7%

Edificio_C_30%	-3.5%	-22.3%	-26.5%	3.5%	22.3%	26.5%
Edificio_C_60%	-5.1%	16.9%	12.7%	5.1%	16.9%	12.7%
Edificio_D_15%	46.9%	91.2%	95.3%	46.9%	91.2%	95.3%
Edificio_D_30%	12.9%	64.6%	69.1%	12.9%	64.6%	69.1%
Edificio_D_60%	-6.5%	24.7%	19.8%	6.5%	24.7%	19.8%
err. medio ed. A-B-C-D	-0.3%	9.9%	5.2%	10.3%	29.1%	31.4%
err. medio ed. A-B-C	-5.9%	-8.6%	-14.8%	5.9%	20.3%	23.7%

Tabella 2 - Errore fabbisogno energetico estivo

Per individuare meglio le cause degli errori, è stata eseguita una analisi comparativa degli andamenti temporali dei singoli flussi termici che determinano il guadagno termico (figure 2 e 3), ovvero dei flussi termici calcolati sulla parete e, quindi, prima che scambino calore con l'aria interna; in particolare sono stati confrontati i segnali prodotti dai tre software (ODESSE, Trnsys e Energy Plus) relativi al flusso per infiltrazione e a quello radiativo attraverso le superfici trasparenti, mentre il confronto del flusso conduttivo complessivo (pareti opache e trasparenti) è stato effettuato solo fra ODESSE e Trnsys in quanto Energy Plus non dà la possibilità di visualizzare tale componente.

Le figure sottostanti riportano un particolare di tali andamenti per l'edificio A 15% di finestrature.

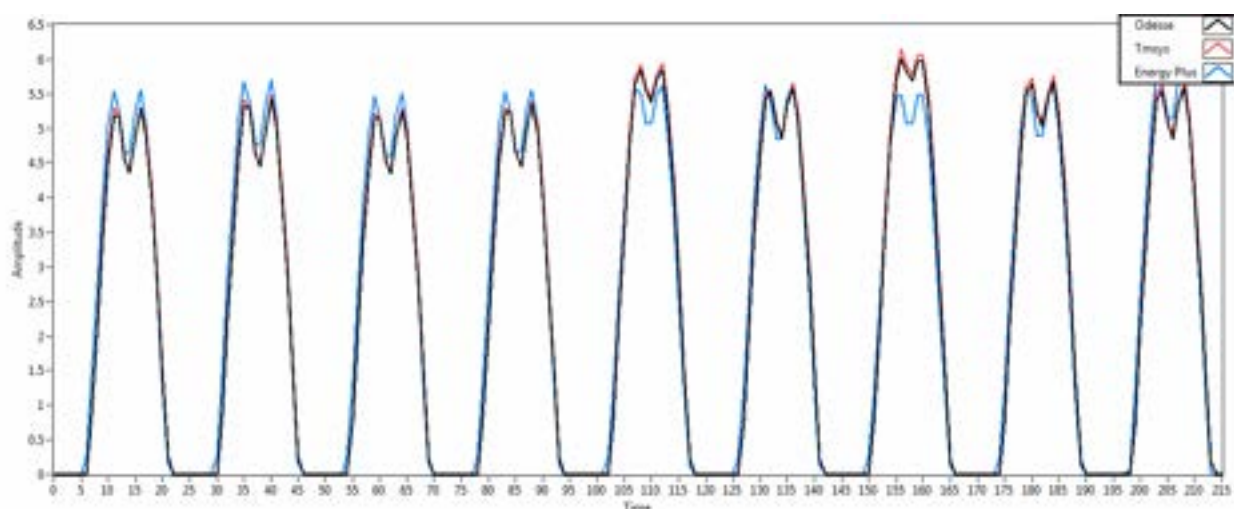


Figura 4 - Andamento del flusso termico radiativo attraverso le superfici trasparenti [kW]

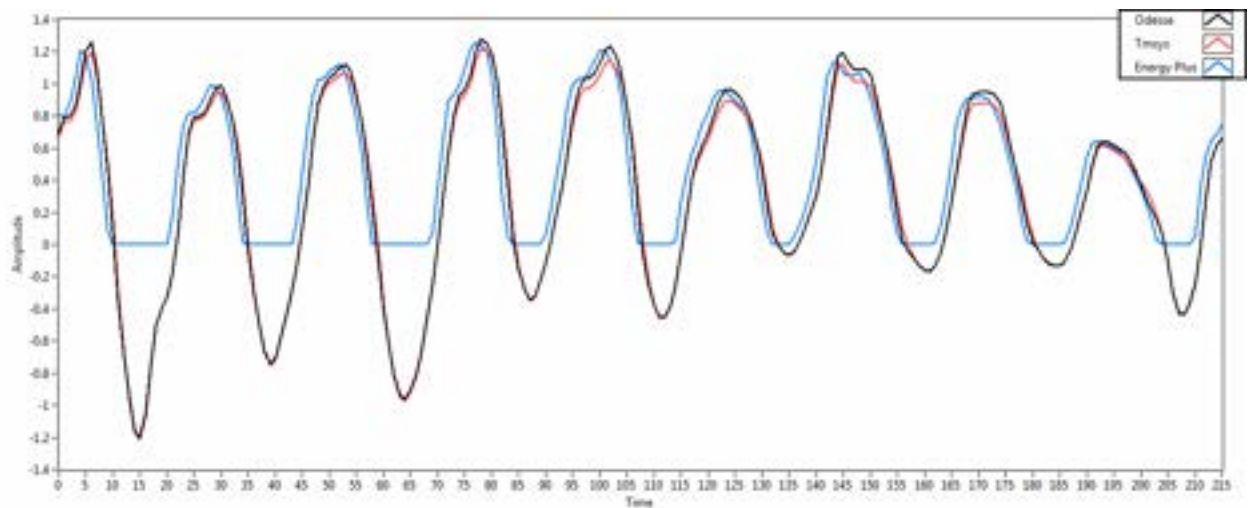


Figura 5 - andamento del flusso termico per ventilazione [kW]

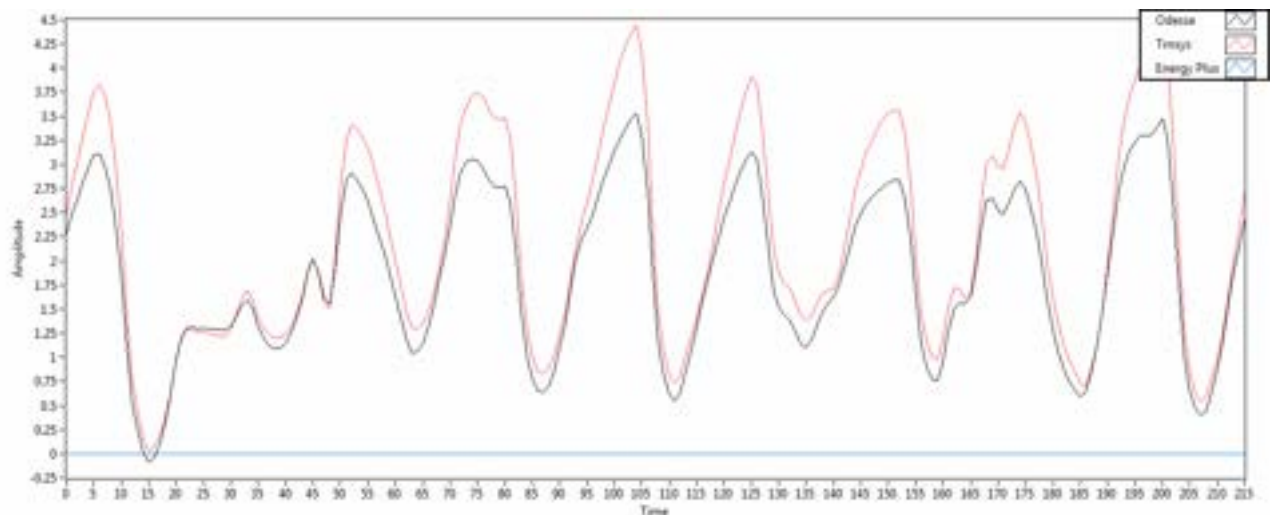


Figura 6 - andamento del flusso termico conduzione [kW]

Poiché tali andamenti risultano molto simili (a tratti coincidenti), l'errore è da attribuire al metodo utilizzato per determinare il carico di raffreddamento quindi, come già preannunciato, l'errore sembrerebbe attribuibile ai coefficienti delle funzioni di trasferimento v e w .

Per queste ragioni in mancanza di coefficienti v e w più appropriati si è deciso di implementare un altro metodo, descritto di seguito, di più recente pubblicazione e proposto anch'esso dall'Ashrae.

3 Heat Balance Method (HBM) e Radiant Time Series Method (RTSM)

Il metodo *Radiant Time Series* (RTSM) è un metodo semplificato per eseguire il calcolo del carico di raffrescamento. Deriva dal metodo del bilancio termico (HBM) e, se usato entro i limiti, dà dei risultati che sono un po' conservatori, cioè sovrastimano il carico di raffreddamento di una piccola quantità rispetto al metodo HBM.

Il RTSM è stato sviluppato per essere rigoroso, senza la necessità di effettuare cicli iterativi (come fa l'HBM) per determinare i guadagni di calore di conduzione e i carichi di raffrescamento. Con il RTSM si determinano le singole componenti dei guadagni per poi calcolare i carichi di raffrescamento che possono essere così esaminati più facilmente. Inoltre, i coefficienti che vengono utilizzati per calcolare il transitorio nel guadagno di conduzione (CTFs) e quelli utilizzati per i carichi di raffreddamento (RTFs) hanno un chiaro significato fisico, i primi quello di modellare l'inerzia termica delle singole pareti e i secondi la componente del carico dovuta alla radiazione.

Prima di passare alla descrizione dell'algoritmo RTS si descriverà il metodo HBM in maniera qualitativa. Una trattazione esaustiva di tale metodologia si può trovare su manuali tecnici che trattano in maniera dettagliata il problema del carico termico di raffrescamento, come l'Handbook dell'ASHRAE.

3.1 **Heat Balance Method:**

I processi che costituiscono il modello HBM, e descritti nello schema mostrato nella seguente figura, sono:

1. bilancio termico sulla superficie esterna
2. processo di conduzione del muro
3. bilancio termico sulla superficie interna
4. bilancio termico dell'aria

Lo schema mostra nel dettaglio il processo di equilibrio termico per una singola superficie opaca.

La parte ombreggiata viene replicata per ciascuna delle superfici che racchiude la zona. Il processo per le superfici trasparenti è simile a quello indicato ma non ha la componente solare assorbita sulla superficie esterna che invece, è divisa in due parti: una frazione

verso l'interno e una frazione verso l'esterno, che parteciperanno al bilancio termico rispettivamente sulle superfici interne ed esterne. Le superfici trasparenti forniscono anche una componente solare trasmessa che contribuisce al bilancio termico interno.

La formulazione dell'HBM consiste nel descrivere matematicamente i quattro processi principali, indicati dai blocchi rettangolari riportati.

Si ha bilancio termico quando la somma di tutte le componenti del flusso termico (in ingresso e in uscita) è zero:

$$\sum_i \dot{Q}_i = 0$$

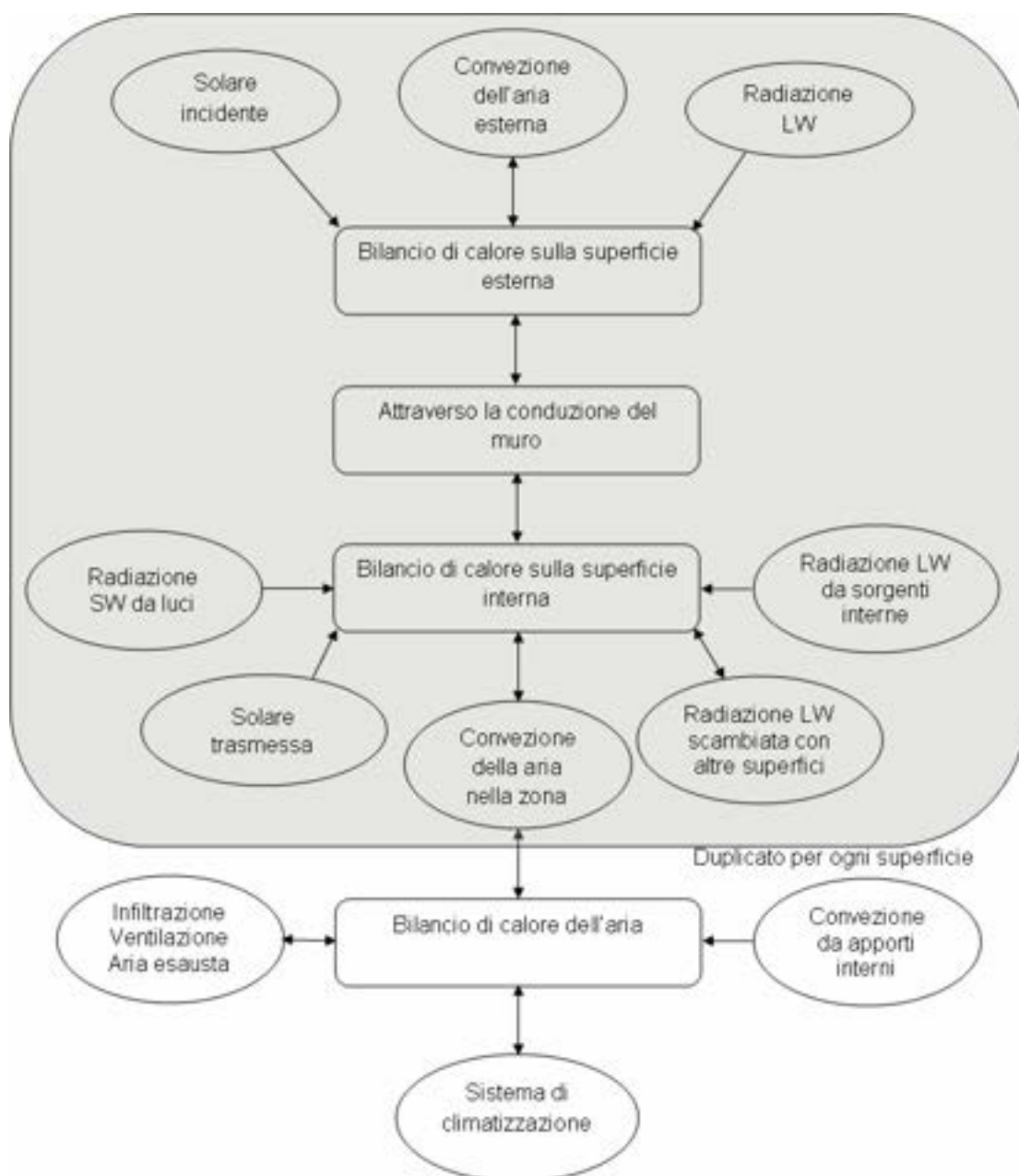


Figura 7 – Descrizione dell'Heat Balance Method

Questo è un metodo rigoroso e, come accennato, può essere rappresentato da 4 processi distinti:

1. Bilancio termico su ogni superficie esterna:

$$q_{sol} + q_{LWR} + q_{conv} - q_{ko} = 0$$

con:

- q_{sol} : flusso dovuto alla radiazione solare diretta e diffusa
- q_{LWR} : flusso dovuto alla radiazione a onda lunga scambiato con l'aria circostante
- q_{conv} : flusso di scambio convettivo con l'aria esterna
- q_{ko} : flusso conduttivo all'interno del muro

2. Processo di conduzione attraverso i muri che può essere risolto attraverso varie tecniche (differenze finite, elementi finiti, metodo delle trasformate, metodo delle serie temporali)

3. Bilancio termico su ogni superficie interna:

$$q_{LWX} + q_{SW} + q_{LWS} + q_{ki} + q_{sol} + q_{conv} = 0$$

con

- q_{LWX} : flusso dovuto alla radiazione a onda lunga scambiata tra le superfici della zona
- q_{SW} : flusso dovuto alla radiazione a onda corta delle luci sulle superfici
- q_{LWS} : flusso radiativo a onda lunga dalle apparecchiature presenti
- q_{ki} : flusso conduttivo attraverso i muri
- q_{sol} : flusso radiativo solare trasmesso e assorbito alla superficie
- q_{conv} : flusso convettivo dell'aria nella zona

4. Bilancio termico dell'aria:

$$q_{conv} + q_{CE} + q_{IV} + q_{sys} = 0$$

con

- q_{conv} : calore trasferito per convezione dalle superfici
- q_{CE} : parti convettive del carico interno
- q_{IV} : carico sensibile causato da infiltrazione e ventilazione
- q_{sys} : calore trasferito ai da impianti di condizionamento e trattamento della'aria (HVAC system).

3.2 *Radiant Time Series (RTS) Method:*

Il *Radiant Time Series Method* (RTSM) è un metodo relativamente nuovo per effettuare il calcolo del carico di raffrescamento che, come detto, deriva direttamente dalla HBM e sostituisce tutti gli altri metodi semplificati (non a bilancio termico) come il *Transfer Function Method* (TFM), il *Cooling Load Temperature Difference - Solar Cooling Load - Cooling Load Factor Method* (CLTD - SCL - CLFM), e il *Total Equivalent Temperature Difference - Time Averaging Method* (TETD - TAM).

Al fine di sviluppare il RTSM come sostituzione semplificata per l'HBM, sono richieste diverse ipotesi di base. Queste assunzioni e le limitazioni imposte nel RTSM sono le seguenti:

1. *Periodo di calcolo* - il RTSM presuppone che il calcolo del carico di raffreddamento sia per un singolo giorno, con i giorni precedenti che hanno le stesse condizioni. In altre parole, l'energia immagazzinata in un edificio durante la notte sarà coerente con i giorni precedenti, essendo identiche le condizioni meteorologiche e i guadagni di calore interno. In pratica, anche il HBM utilizza questa ipotesi. Il metodo può essere utilizzato anche in condizioni non periodiche supponendo non ci siano grandi variazioni tra un giorno ed il successivo.
2. *Bilancio di calore sulla superficie esterna* - il RTSM sostituisce il bilancio termico sulla superficie esterna rimpiazzando gli scambi di calore su di essa, con una condizione al contorno conosciuta come temperatura aria-sole. Lo scambio di calore è regolato dalla conduttanza superficiale, un coefficiente che nasce dalla combinazione di scambi radiativo e convettivo. Il metodo HBM invece fa il bilancio dei flussi di calore (convettivo, radiativo, e conduttivo) sulla superficie esterna e calcola la sua temperatura.
3. *Bilancio di calore della superficie interna e bilancio dell'aria della zona* - è importante includere questo processo nell'analisi in quanto l'energia viene immagazzinata e successivamente rilasciata da ciascuna superficie e come conseguenza si ha che il picco del carico di raffrescamento è smorzato e rallentato. Il RTSM usa un approccio derivato dalla semplificazione dello scambio di calore radiativo e utilizzando i dati ricavati dal HBM (cioè i fattori tempo radiativi) fa una stima ragionevolmente accurata dello smorzamento e del ritardo. Il metodo HBM fa il bilancio dei flussi di calore (convettivo, radiativo, e conduttivo) sulla superficie

interna e di tutti i flussi convettivi nell'aria della zona. La semplificazione dello scambio radiativo del RTSM si basa su due approssimazioni: in primo luogo, che le temperature delle altre superfici possono essere ragionevolmente approssimate con la temperatura dell'aria interna e, dall'altro, che la dipendenza delle temperature superficiali può essere approssimata con una semplice relazione lineare. Questo, a sua volta, permette alla radiazione e alla convezione di essere combinate e calcolate con un unico coefficiente combinato (chiamato conduttanza superficiale) moltiplicato per la differenza tra la temperatura superficiale interna e la temperatura dell'aria. Oppure, ancora più conveniente, possono essere combinate in singole resistenze, diventando parte della resistenza totale della parete.

Le ipotesi descritte consentono al RTSM di procedere in modo sequenziale. Si potrebbe supporre che il RTSM non sia in grado di fornire esattamente la stessa risposta del HBM, ma per la maggior parte dei casi, le differenze tra i risultati dei due metodi sono relativamente poco significative: la differenza è generalmente una piccola percentuale. Una eccezione è il caso di edifici con basse resistenze termiche dell'involucro. Infatti, facendo un esempio, il RTSM sovrastima moderatamente i carichi di raffreddamento negli edifici con alte percentuali di vetri singoli, come d'altronde fanno anche i metodi semplificati precedenti.

I metodi semplificati precedenti dipendevano da coefficienti (room transfer function coefficients) che nascondevano completamente l'effettivo processo di trasferimento del calore che modellavano. Invece i coefficienti RTS, basati sul bilancio termico, forniscono alcune informazioni sul rapporto tra l'edificio analizzato e la dipendenza dal tempo dei processi di trasferimento del calore dell'edificio.

Il metodo RTS riassume la risposta termica dell'edificio che deriva dal più rigoroso metodo HBM e presenta gli effetti dei processi fisici, complessi ed interdipendenti, in un modo che li rende relativamente più facili da capire. La Figura 8 mostra la procedura di calcolo che definisce il RTSM.

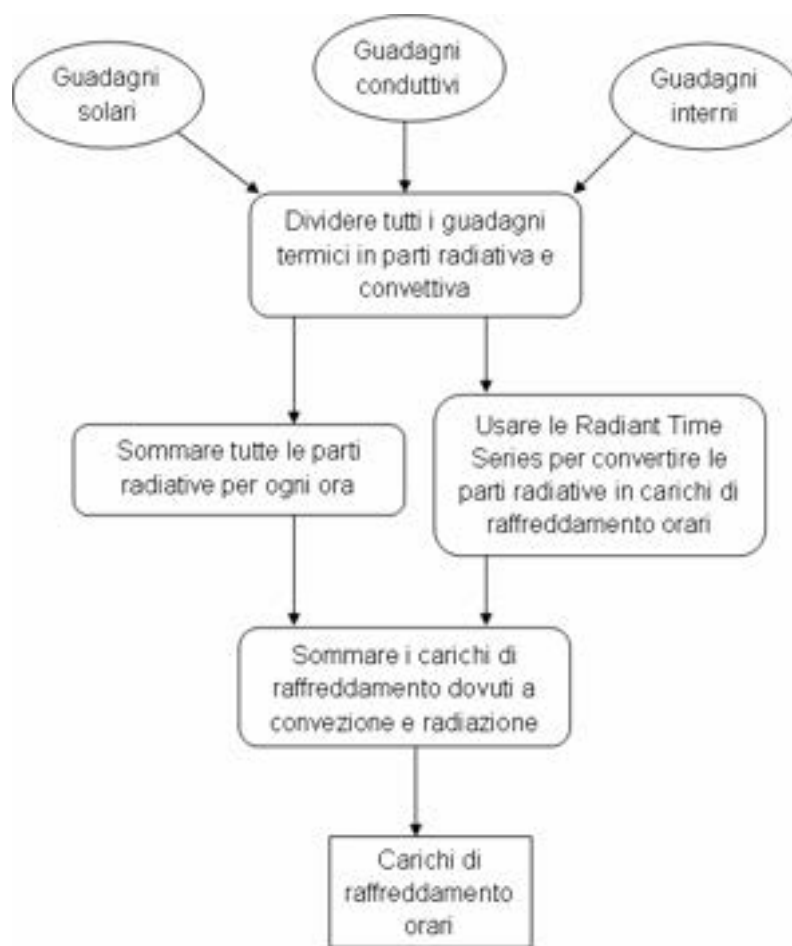


Figura 8 – Procedura di calcolo del Radiant Time Series Method

Il RTSM ha due passaggi fondamentali: il calcolo dei guadagni di calore e il calcolo del carico di raffrescamento. Per il calcolo dei guadagni di calore sono necessari ulteriori passaggi preliminari, e se si esplicitano tutti i calcoli per ogni tipo di componente, le procedure sembrano complesse, come mostrato nella schema della Figura 9. Inoltre, in tale schema si assume che la raccolta dei dati di partenza sia già stata fatta, il che significa che la geometria, le costruzioni, le condizioni ambientali, gli orari di accensione delle luci e presenza delle persone, ecc.. siano già stati determinati.

Il calcolo della radiazione solare incidente su ogni superficie è un primo importante passo nel calcolo dei carichi di raffreddamento per qualsiasi procedura di calcolo. Per il RTSM, è anche necessario per calcolare le temperature aria-sole.

Nel metodo RTS il guadagno di calore conduttivo per ogni superficie viene calcolato utilizzando dei *fattori di risposta*. I guadagni di calore conduttivo e gli altri guadagni di calore sono poi suddivisi in parte *radiante* e parte *convettiva*.

Tutte le parti convettive sono istantaneamente convertite in carichi di raffrescamento e sommati per ottenere la frazione oraria del carico totale di raffrescamento per convezione.

Le parti radianti dei guadagni di calore per conduzione, sorgenti interne, e trasmissione solare sono gestiti dall'RTS per determinare la frazione di guadagno di calore che verrà convertito in un carico di raffrescamento nell' ora corrente ed in quelle successive. Questi carichi di raffrescamento frazionario si aggiungono alle appropriate porzioni convettive orarie già calcolate per ottenere il carico totale di raffrescamento orario. Quanto detto è descritto dall' algoritmo in Figura 9.

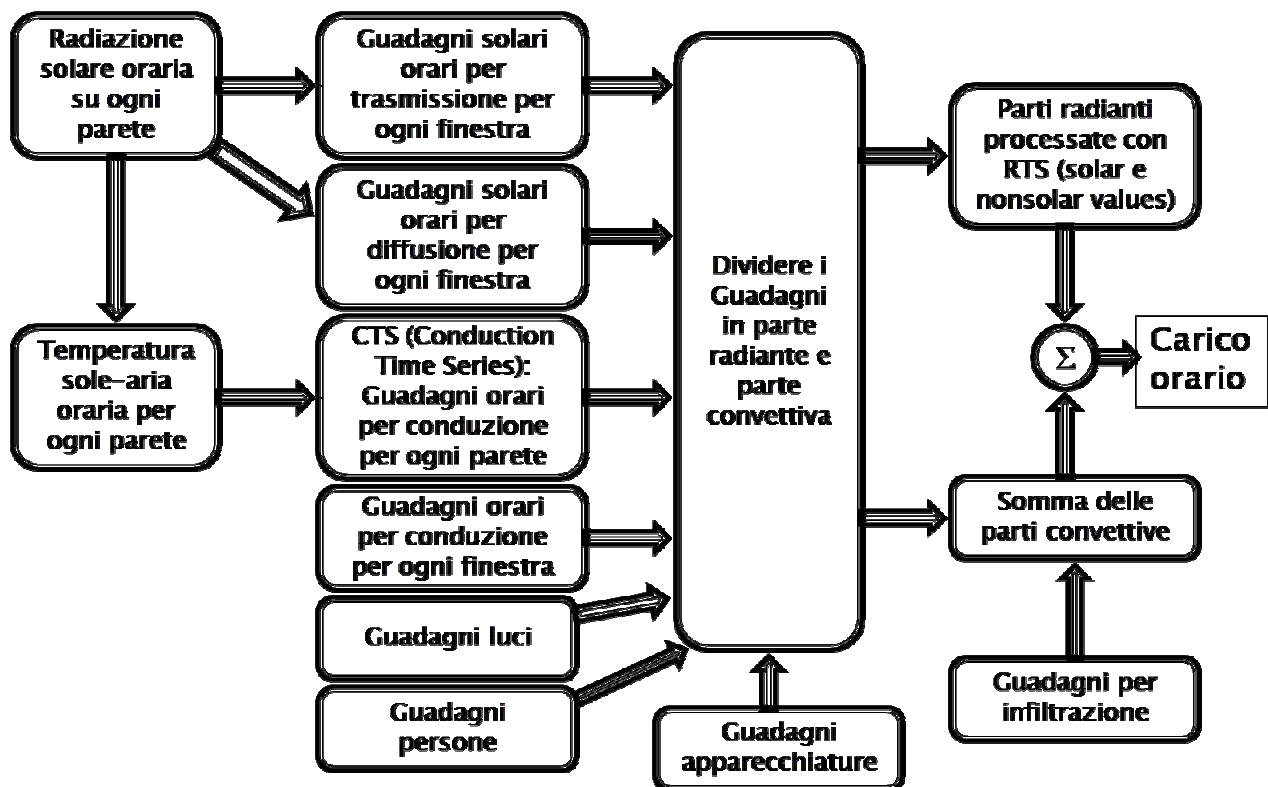


Figura 9 – Descrizione del Radiant Time Series Method

La novità sostanziale descritta da tale approccio è quella di dividere i guadagni in parte radiativa e parte convettiva ed applicare alla prima il processo RTS vero e proprio, cioè applicare quella parte dell'algoritmo che, attraverso una “pesatura”, tiene conto della massa dell'edificio. Tale processo sarà meglio descritto in seguito.

3.2.1 Guadagni conduttivi pareti opache

Il guadagno di calore conduttivo è calcolato per ogni tipo di parete e tetto con l'utilizzo di una serie temporale (CTS - *conduction time series*). I 24 coefficienti della CTS sono fattori di risposta periodici chiamati appunto *conduction time series factors* (CTSFs). Questa formulazione offre una soluzione al problema del transitorio del trasferimento di calore

conduttivo, con serie temporali, periodiche e unidimensionali. Per ogni ora θ , il guadagno di calore conduttivo per la superficie q_θ è data dalla sommatoria dei fattori CTSFs moltiplicati per il valore UA moltiplicato per la differenza di temperatura sulla superficie, come mostrato in (1).

$$q_\theta = \sum_{j=0}^{24} c_j UA (t_{s,\theta-j\delta} - t_{rc}) \quad (1)$$

o

$$q_\theta = c_0 UA (t_{s,\theta} - t_{rc}) + c_1 UA (t_{s,\theta-\delta} - t_{rc}) + c_2 UA (t_{s,\theta-2\delta} - t_{rc}) + \dots + c_{24} UA (t_{s,\theta-24\delta} - t_{rc}) \quad (2)$$

dove

- q_θ = guadagno di calore conduttivo orario per la superficie, W
- U = coefficiente globale di scambio termico per la superficie, $\frac{W}{m^2K}$
- A = superficie, m^2
- $c_j = j^{ima}$ fattore CTSF
- $t_{s,\theta-j\delta}$ = temperatura aria-sole j ore prima, $^\circ C$
- t_{rc} = temperatura dell'aria, $^\circ C$
- θ = ora corrente
- δ = time step (un'ora)

Si noti che la quantità $UA(t_{s,\theta-j\delta} - t_{rc})$ rappresenta il trasferimento di calore ad ogni ora sotto l'ipotesi di essere in stati stazionari. In pratica i fattori CTSF possono essere pensati come un adeguamento allo stato stazionario del calcolo del trasferimento di calore. Questi fattori ci dicono come gran parte del calore precedentemente immagazzinato nel muro o nelle coperture viene rilasciato. La Figura 10 descrive i CTSF di tre pareti differenti, la prima leggera (in blu), la seconda pesante (in rosso) e la terza intermedia tra le due (in verde). Come si può vedere, i CTSFs per la parete leggera sono molto grandi per le prime ore e quasi zero per le ore successive: relativamente poco calore è immagazzinato in questo muro leggero. D'altra parte, la parete più pesante ha valori minori di CTSFs nelle prime ore ma questi rimangono diversi da zero per molte ore, indicando appunto il ritardo temporale di questa parete più pesante.

Nelle figure seguenti sono rappresentate le stratigrafie delle murature considerate.

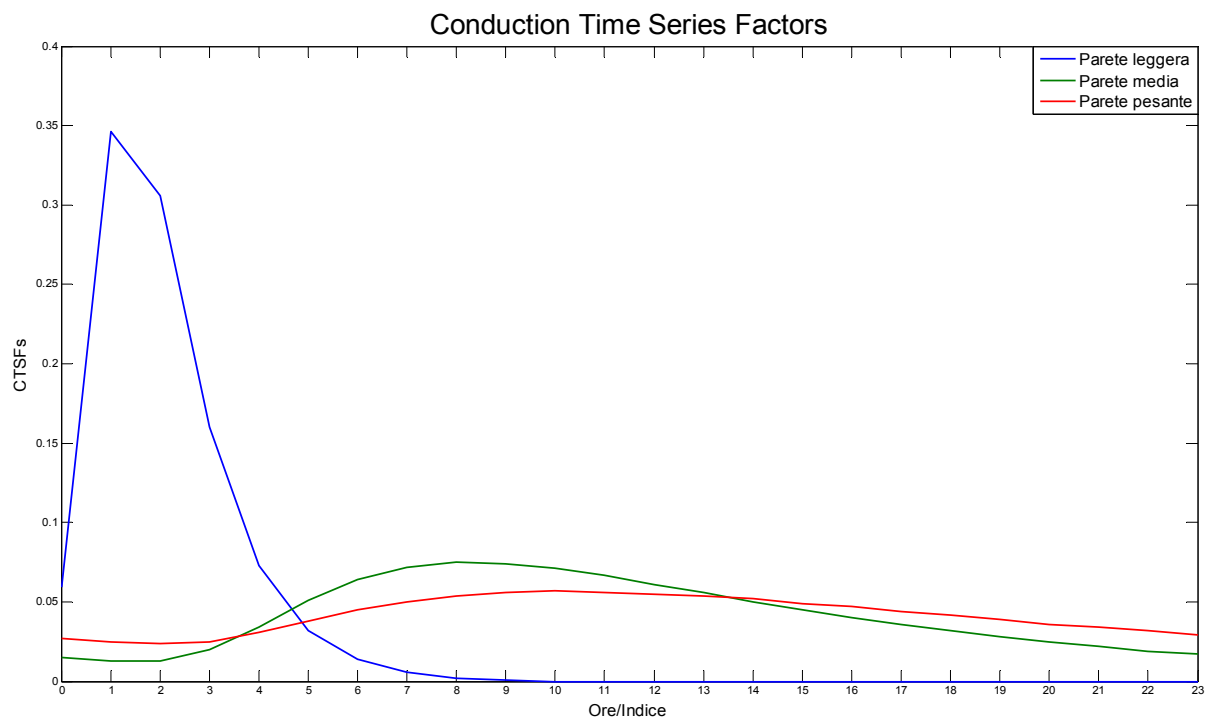


Figura 10 – Fattori CTSF per murature da leggere a pesanti

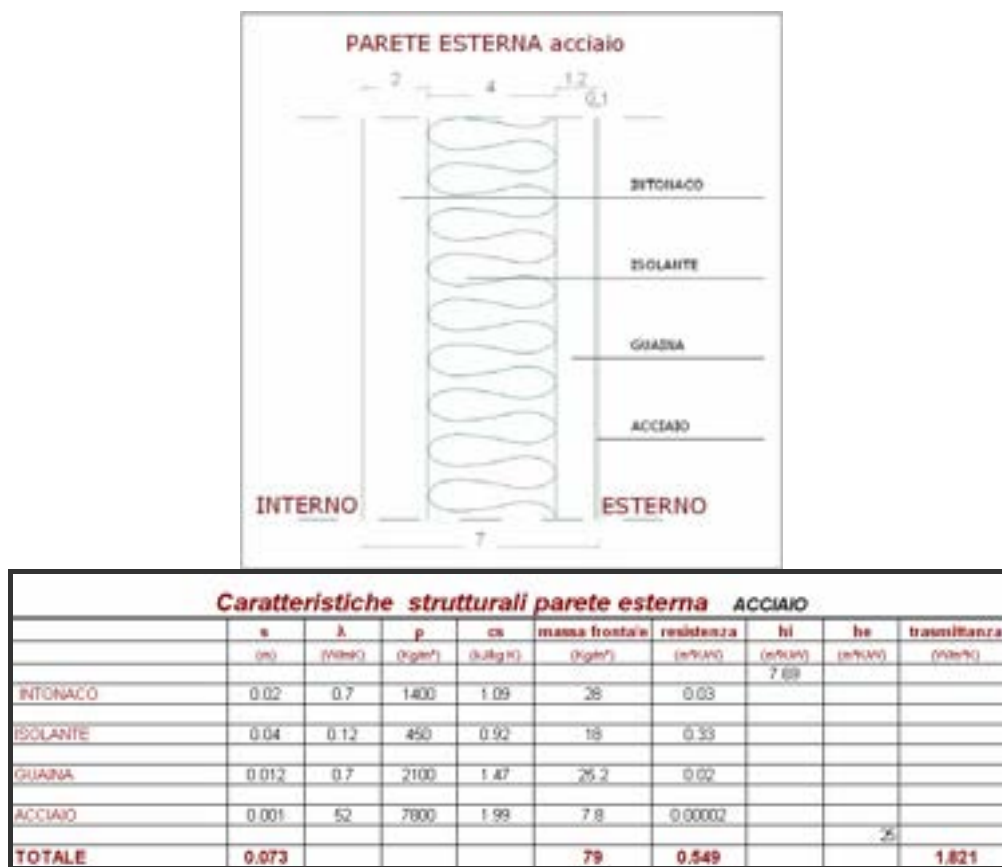


Figura 11 – Murature considerate nel calcolo dei fattori CTSF (parete leggera)



Caratteristiche strutturali parete esterna CARTONGESSO									
	s	λ	ρ	cs	massa frontale	resistenza	hi	he	trasmissione
	(m)	(W/mK)	(kg/m³)	(kJ/kg K)	(kg/m²)	(m²K/W)	(m²K/W)	(m²K/W)	(W/m²K)
INTONACO	0.02	0.7	1400	1.09	28	0.03	7.69		
CARTONGESSO	0.1	0.21	900	0.837	90	0.48			
ISOLANTE	0.04	0.12	450	0.92	18	0.33			
CARTONGESSO	0.1	0.21	900	0.837	90	0.48			
INTONACO	0.02	0.7	1400	1.09	28	0.03			
TOTALE	0.28				254	1.513		25	0.661

Figura 12 – Murature considerate nel calcolo dei fattori CTSF (parete media)



Caratteristiche strutturali parete esterna MATTONI									
	s	λ	ρ	cs	massa frontale	resistenza	hi	he	trasmissione
	(m)	(W/mK)	(kg/m³)	(kJ/kg K)	(kg/m²)	(m²K/W)	(m²K/W)	(m²K/W)	(W/m²K)
INTONACO	0.02	0.7	1400	1.09	28	0.03	7.69		
MATTONI PIENI	0.12	0.90	2000	0.84	240	0.13			
CAMERA D'ARIA	0.1	0	1.03	1.00	0.103	0.180			
ISOLANTE	0.06	0.12	450	0.92	27	0.50			
INTONACO	0.02	0.7	1400	1.09	28	0.03			
MATTONI FACCIA A VISTA	0.12	0.90	2000	0.84	240	0.13			
TOTALE	0.44				563.103	1.174		25	0.852

Figura 13 – Murature considerate nel calcolo dei fattori CTSF (parete pesante)

I CTSFs possono essere ottenuti in molti modi diversi. Ad esempio da tabelle oppure possono essere determinati con programmi di calcolo. Le caratteristiche da conoscere sono ovviamente le proprietà termiche dei materiali usati per costruire le pareti e i tetti come riportato nelle tabelle delle figure precedenti. In ODESSE, in questa prima fase di test, i CTSFs sono stati presi da tabelle precaricate.

3.2.2 Guadagni parti vetrate

Le parti vetrate consentono guadagni di calore attraverso la radiazione solare trasmessa, la radiazione solare assorbita, e la conduzione. La frazione della radiazione solare assorbita che va verso l'interno e la conduzione sono correlate, ma ai fini del risultato calcolarle separatamente è una approssimazione che può ritenersi giustificabile.

Un problema nel calcolo dei guadagni termici delle parti vetrate è la mancanza di dati disponibili. Considerando che le varie tipologie di vetro si caratterizzano attraverso diverse variabili, come i valori dei coefficienti di guadagno di calore solare (SHGCs - *solar heat gain coefficients*) e le trasmittanze, in molte situazioni sarà difficile se non impossibile, scegliere la finestra corretta.

Alcune approssimazioni ci permettono di fare affidamento esclusivamente ai dati che vengono effettivamente forniti dai produttori delle finestre, tra cui:

- Numero di strati.
- Descrizioni del tipo vetro (colorazione, rivestimento basso-emissivo, ecc...).
- Trasmittanza (U-factor).
- SHGCs per angolo d'incidenza normale.
- Trasmittanza visiva.

Una volta che è stata determinata la tipologia di vetro sono determinati i coefficienti SHGCs dipendenti dall'angolo di incidenza. Questi valori, insieme con la Trasmittanza (U-factor) specificata dal produttore, sono utilizzati per calcolare i guadagni dovuti alle parti finestrate. In ODESSE, questa fase è resa trasparente all'utente dall'interfaccia che ha in memoria i dati di diverse tipologie di finestre esistenti.

Il guadagno di calore di conduzione è calcolato separatamente dai guadagni di calore solare trasmesso e assorbito.

Dato che la massa termica del vetro è molto bassa, anche per le finestre la conduzione può approssimarsi con stati stazionari. Di conseguenza, per ogni ora, il guadagno di conduzione di calore può essere calcolato come:

$$q_{\theta} = UA(t_{0,\theta} - t_{rc}) \quad (3)$$

dove

- q_{θ} = guadagno di calore conduttivo orario per la finestra, $\frac{W}{m^2}$;
- U = coefficiente globale di scambio termico per la finestra, come specificato dal produttore della finestra, $\frac{W}{m^2 K}$;
- A = area della finestra, incluso il telaio, m^2 ;
- $t_{0,\theta}$ = temperatura dell'aria esterna, $^{\circ}C$;
- t_{rc} = temperatura dell'aria della zona presunta costante , $^{\circ}C$;
- θ = ora attuale.

I guadagni di calore solare trasmesso e assorbito sono calcolati per ogni ora con la seguente procedura:

1. Si calcola l'angolo di incidenza, l'angolo di azimuth della superficie, l'irraggiamento diretto incidente (beam), e diffuso sulla finestra.
2. Se c'è ombreggiamento esterno, determinare l'area soleggiata e quella ombreggiata.
3. Senza ombreggiamento interno, l'irraggiamento diretto, diffuso, e i guadagni di calore solare trasmesso e assorbito, sono dati da:

$$q_{SHG,D} = E_D A_{sunlit} SHGC(\theta) \quad (4a)$$

$$q_{SHG,d} = [(E_d + E_r) A \cdot SHGC_{diffuse}] \quad (4b)$$

$$q_{SHG} = q_{SHG,D} + q_{SHG,d} \quad (4c)$$

dove

- $q_{SHG,D}$ = guadagno di calore solare diretto (beam), $\frac{W}{m^2}$
- $q_{SHG,d}$ = guadagno di calore solare diffuso, $\frac{W}{m^2}$

- q_{SHC} = guadagno di calore solare totale, $\frac{W}{m^2}$
- E_D = radiazione diretta (beam), $\frac{W}{m^2}$
- E_d = radiazione diffusa dal cielo, $\frac{W}{m^2}$
- E_r = radiazione diffusa riflessa, $\frac{W}{m^2}$
- $SHGC(\theta)$ = SHGC dipendente dall'angolo di
- $SHGC_{diffuse}$ = SHGC per irraggiamento diffuso, determinato moltiplicando SHGC normale del costruttore per il fattore di correzione per la diffusa
- A_{sunlit} = superficie della finestra non ombreggiata, m^2
- A = la superficie totale della finestra, compreso il telaio, m^2

Se non c'è ombreggiamento interno, il calcolo del guadagno per finestra è completo.

4. Con ombreggiamento interno, come veneziane o tende, gli effetti sul guadagno di calore solare possono essere stimati con i coefficienti di attenuazione interna (IACs). Quindi in questo caso i guadagni di calore solare, determinati con le precedenti equazioni, sono moltiplicati per i coefficienti IAC per determinare i valori corretti.

3.2.3 Guadagni interni

Come con qualsiasi procedura di calcolo del carico, i guadagni termici interni dovuti agli occupanti, all'illuminazione e alle apparecchiature devono essere stimati per ogni ora. Tali dati vengono forniti attraverso *schedule* che caratterizza gli orari di assenza/presenza delle persone, gli orari di accensione delle luci e delle apparecchiature e ciò viene determinato sia per i giorni festivi che feriali.

3.2.4 Guadagni per ventilazione ed infiltrazione

Il carico termico dovuto all'effetto dei ricambi d'aria per ventilazione è valutato attraverso la portata d'aria corrispondente al numero di ricambi orari fissato in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dell'attività degli occupanti; il calore specifico a pressione

costante dell'aria; la densità della stessa e la differenza tra la temperatura interna ed esterna dell'aria.

3.2.5 Convezione e Radiazione

Il calcolo del guadagno di calore convettivo è complicato dallo scambio radiativo tra superfici, mobili e pareti divisorie. Infatti il trasferimento di calore radiativo introduce una dipendenza dal tempo nel processo che non è facilmente quantificabile. Le procedure di bilancio termico calcolano lo scambio radiativo tra le superfici in base alle loro temperature superficiali e emissività. In altre parole si deve determinare la parte dissipativa e le sorgenti per lo scambio radiativo. Tipicamente tali procedure si basano su delle stime per separare parte radiativa e convettiva.

La procedura *radiant time series* semplifica il bilancio termico, dividendo tutti i guadagni di calore in parti radiativa e convettiva, invece di risolvere contemporaneamente ed istantaneamente la convezione e il trasferimento di calore radiativo per ogni superficie. Nella Tabella in Figura 14 sono descritte le raccomandazioni dell'ASHRAE per la divisione di ciascuna delle componenti del guadagno di calore.

Recommended Radiative/Convective Splits for Internal Heat Gains			
Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.6	0.4	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc. Varies; see Table 3.
Office, with fan	0.10	0.9	
Without fan	0.3	0.7	
Lighting			
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.0	0.0	Varies; see Tables 13A to 13G in Chapter 15.
With interior shading			
Infiltration	0.0	1.0	

Source: Nigusse (2007).

Figura 14 – Raccomandazioni dell'ASHRAE per la divisione in parti radiativa/convettiva

Secondo la procedura *RTS*, una volta che ogni guadagno di calore è suddiviso in parti radiativa e convettiva, questi possono essere convertiti in carichi di raffrescamento.

Per quanto riguarda la parte radiativa possiamo affermare che una porzione di radiazione è assorbita dalla massa termica della zona e poi trasmessa per convezione nello spazio. Questo processo crea un effetto di sfasamento e smorzamento.

La parte convettiva, al contrario, si presume diventi immediatamente carico di raffrescamento e, di conseguenza, va solo sommata per dare il suo contributo al carico orario. Vediamo ora come convertire le parti radiative in carichi di raffrescamento.

3.2.6 Conversione delle parti radiative dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento

Il metodo RTSM converte la parte radiativa dei guadagni di calore in carichi di raffrescamento orari utilizzando i fattori di tempo radiativi (RTFS - *radiant time factors*). La *Radiant Time Series* calcola il carico di raffrescamento per l'ora corrente sulla base dei guadagni termici presenti e passati. Per una particolare zona fornisce una risposta, dipendente dal tempo, di un impulso di energia radiativa. La serie mostra la parte di impulso radiativo, che è trasmessa per convezione all'aria della zona per ogni ora. Così, r_0 rappresenta la frazione dell'impulso radiativo trasmessa per convezione nell'ora attuale, r_1 nell'ora precedente, e così via. E' quindi tale serie generata (radiant time series) che viene utilizzata per convertire la parte dei guadagni di calore radiativi in carichi di raffrescamento orari:

$$Q_{\theta} = r_0 q_{\theta} + r_1 q_{\theta-\delta} + r_2 q_{\theta-2\delta} + \dots + r_{23} q_{\theta-23\delta}$$

dove

- Q_{θ} = carico di raffreddamento (Q) per l'ora corrente, θ
- q_{θ} = guadagno di calore per l'ora corrente
- $q_{\theta-n\delta}$ = guadagno di calore n ore prima
- $r_0, r_1, \dots$ = RTFs

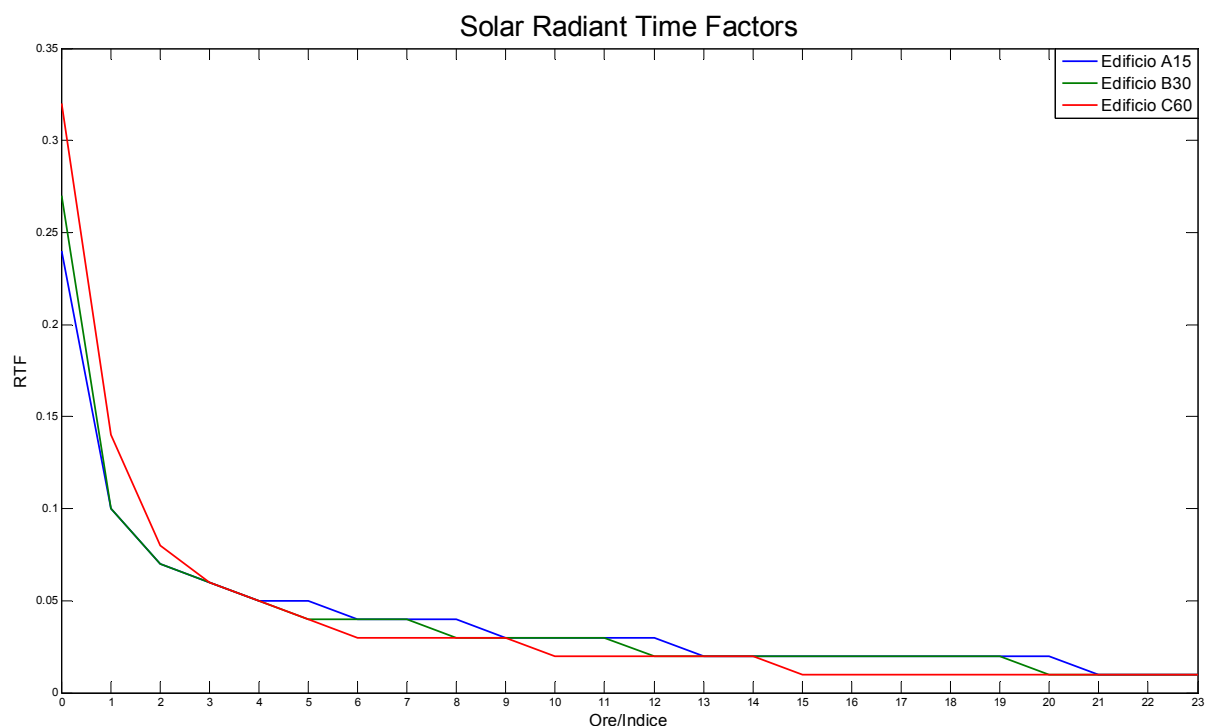
I fattori RTFS sono unici per ogni zona e dipendono della geometria della stessa, dall'involucro dell'edificio, dalle partizioni interne e dalla massa termica. Inoltre, dipendono anche dalla distribuzione dell'energia radiativa entrante nella zona: in molti casi, la radiazione solare diretta trasmessa attraverso le finestre in primo luogo colpisce il pavimento, mentre la radiazione emessa da occupanti e apparecchiature, tenderà ad essere distribuita a tutte le superfici nella zona.

Nel caso in cui il pavimento è termicamente massivo mentre le pareti e il soffitto sono leggeri, si può avere una differenza significativa nella risposta termica tra radiazioni solare e non-solare. Come conseguenza debbono essere utilizzati due diversi gruppi di fattori RTFs. Un set che si applica alla radiazione solare trasmessa e un altro set che si applica alle radiazioni provenienti da guadagni di calore interno e da superfici dell'involucro dell'edificio. Il primo set è chiamato *solar*, mentre il secondo *nonsolar*.

I valori di questi set sono ottenuti tramite tabelle (viene selezionata la zona che più si avvicina a quelle tabellate) oppure si possono utilizzare programmi specifici. In una prima fase in ODESSE i valori più adeguati sono stati ricavati da tabelle. Si sta ora ricavando un algoritmo che, una volta costruito l'edificio, riesca a dare i 24 valori esatti di tali fattori.

Lo scopo principale dei RTFs è quello di quantificare quanto è veloce la risposta termica della zona. In Figura 15 ad esempio sono riportati i fattori RTFs applicabili per trasmettere guadagno di calore per alcune degli edifici benchmark usati per testare il nostro software. Le curve rappresentano la risposta degli edifici (considerati monozona): più alto è il valore all'inizio, più veloce risponde la zona e più il carico di raffrescamento segue i guadagni di calore. In generale, la zona risponde più lentamente quando la massa termica della zona è più grande. Le caratteristiche di tali edifici sono riportati in Figura 16

Nelle Tabella 3 e Tabella 4 sono riportati i valori RTFs (rispettivamente Nonsolar e Solar) oltre che per gli edifici benchmark della Figura 16 anche per altri i cui nomi sono riportati nella prima riga. I corrispondenti valori sono riportati nelle colonne sottostanti.



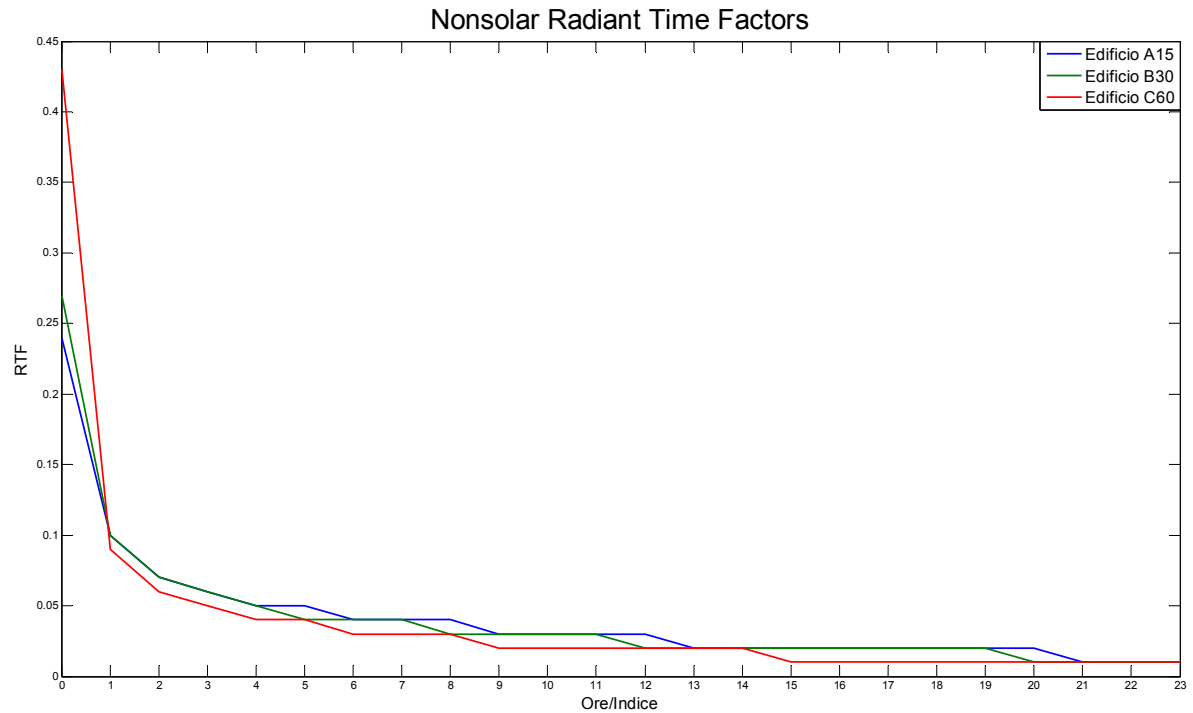


Figura 15 – Radiant Time factor solar e nonsolar

		edificio "A"	edificio "B"	edificio "C"
DATI EDIFICIO				
% finestratura		15%	30%	60%
Altezza (h)	m	10	10	20
Lunghezza (L)	m	10	10	10
Profondità (P)	m	10	20	20
numero piani	n	3	3	6
Trasmittanza pareti	W/m ² K	0.326	0.326	0.326
Massa Frontale pareti	kg/m ²	379	379	379
Trasmittanza infissi	W/m ² K	2.29	2.29	2.29
PARETI NORD/SUD				
Superficie Totale	m ²	100	100	200
Superficie Opaca	m ²	85	70	80
Superficie Trasparente	m ²	15	30	120
Superficie Vetro	m ²	10.65	21.3	85.2
PARETI EST/OVEST				
Superficie Totale	m ²	100	200	400
Superficie Opaca	m ²	85	140	160
Superficie Trasparente	m ²	15	60	240
Superficie Vetro	m ²	10.65	42.6	170.4
SOLAIO DI CALPESTIO				
Superficie Totale	m ²	100	200	200
Massa Frontale	kg/m ²	551.8	551.8	551.8
Trasmittanza	W/m ² K	0.362	0.362	0.362
SOLAIO DI COPERTURA				
Superficie Totale	m ²	100	200	200
Massa Frontale	kg/m ²	556.2	556.2	556.2
Trasmittanza	W/m ² K	0.322	0.322	0.322
S/V		0.6	0.5	0.4

Figura 16 – Edifici benchmark usati per ricavare i grafici precedenti

	A15	A30	A60	B15	B30	B60	C15	C30	C60
0	0.24	0.29	0.39	0.23	0.27	0.38	0.25	0.3	0.43
1	0.1	0.1	0.09	0.1	0.1	0.09	0.1	0.1	0.09
2	0.07	0.07	0.06	0.07	0.07	0.06	0.07	0.07	0.06
3	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.05
4	0.05	0.05	0.04	0.05	0.05	0.04	0.05	0.05	0.04
5	0.05	0.04	0.04	0.05	0.04	0.04	0.05	0.04	0.04
6	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03
7	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03
8	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03
9	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
10	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02
11	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02
12	0.03	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02
13	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
14	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
15	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
16	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
17	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01
18	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
19	0.02	0.01	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
20	0.02	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
21	0.01	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
22	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
23	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

Tabella 3 – Nonsolar RTF

	A15	A30	A60	B15	B30	B60	C15	C30	C60
0	0.27	0.28	0.31	0.27	0.28	0.31	0.27	0.29	0.32
1	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.14	0.13	0.13	0.14
2	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
3	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
4	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
5	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
6	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03
7	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
8	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
9	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
10	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02	0.03	0.03	0.02

11	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
12	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
13	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
14	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
15	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
16	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01
17	0.02	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.02	0.01	0.01
18	0.01	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
19	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
20	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
21	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
22	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
23	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

Tabella 4 – Solar RTF

Ulteriori fattori che potrebbero essere considerati sono i seguenti:

- *Mobili* – i mobili agiscono come una massa termica interna che può immagazzinare energia, quindi possono rallentare la risposta della zona. Tuttavia, i mobili che intercettano la radiazione solare o termica sono termicamente meno massivi del pavimento e possono accelerare la risposta della zona. In generale si presume una presenza di mobili, con una superficie di $\frac{1}{2}$ rispetto a quella del pavimento. Quindi, si assume che il 50% della radiazione solare viene intercettata dai mobili, e il resto incide sul pavimento. Questo ha un effetto attenuante per l'energia che viene immagazzinata nel pavimento. Per le zone con aree finestrate significative e pavimenti massivi senza tappeti, eliminando i mobili si può ridurre notevolmente il picco del carico di raffrescamento.
- *Tappeti* – i tappeti limitano la quantità di energia che può essere immagazzinata nel pavimento, accelerando la risposta della zona.
- *Geometria e costruzione della zona* – ai fini del calcolo del RTS, specificare la geometria e la tipologia di costruzione della zona serve a controllare soltanto la risposta della zona. Ad esempio, scegliendo una più alta percentuale di finestre, che sostituiscono il muro, termicamente più massivo, con vetri, che hanno massa termica trascurabile, si potrà accelerare la risposta della zona.

4 Realizzazione del modello in Simulink

Il metodo RTSM è stato realizzato come un modello in Simulink che è riportato in Figura 17. Il cuore di tale modello, cioè l'implementazione dell'algoritmo, è stato realizzato tramite *embedded function*, mentre i vari guadagni di calore vengono riportati in ingresso ritardati tramite dei blocchi esterni. In Figura 18 sono riportati a sinistra il blocco che realizza l'*embedded function* ed a destra quelli che realizzano i ritardi fino a 23 ore precedenti.

L'attuazione ha seguito il diagramma di flusso mostrato in Figura 9. La geometria, le costruzioni, le condizioni di progettazione ambientale, i guadagni di picco di calore interno e gli orari, ecc.. sono determinati tramite un'interfaccia e poi passati al modello.

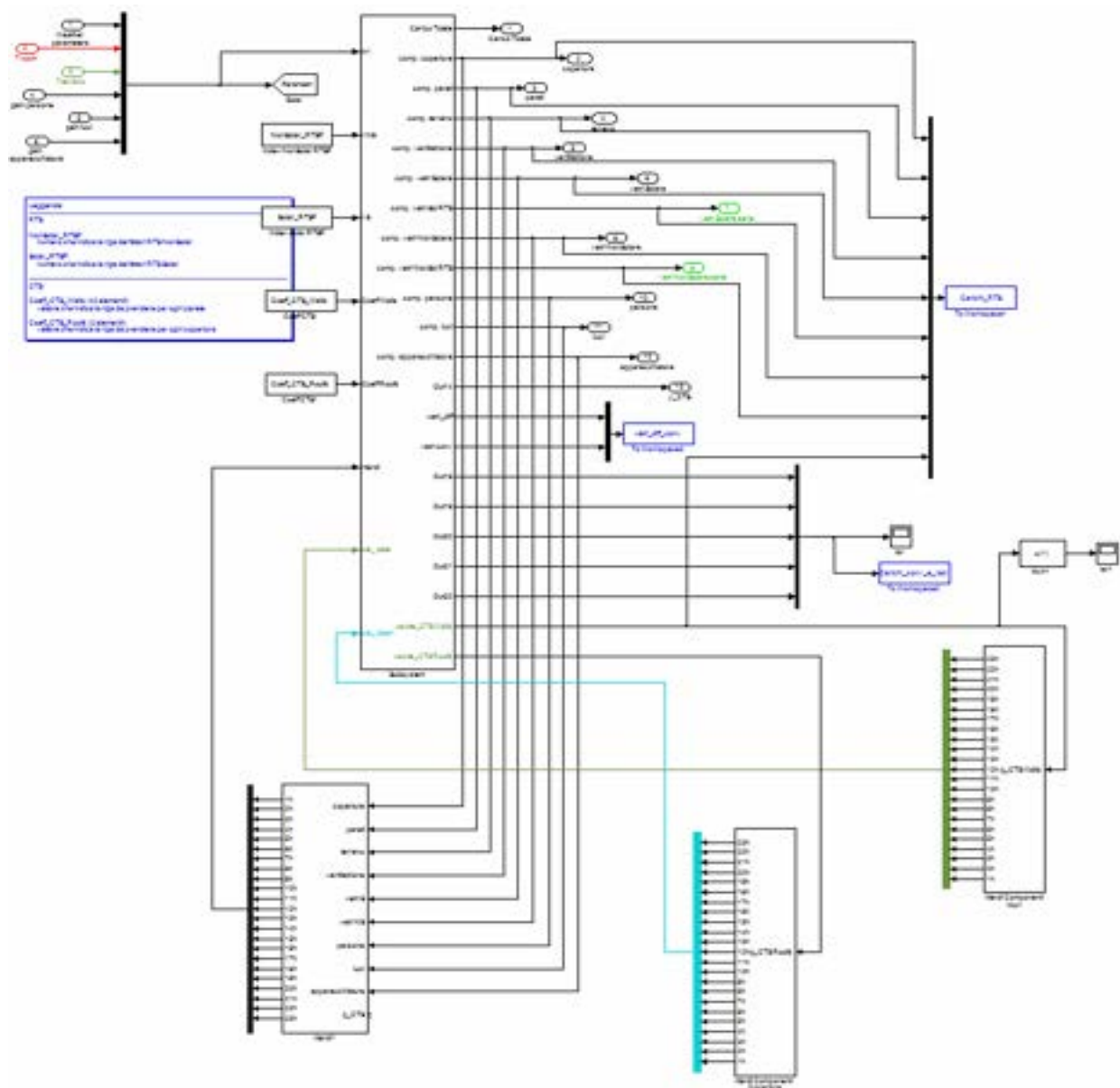


Figura 17 – Modello in Simulink

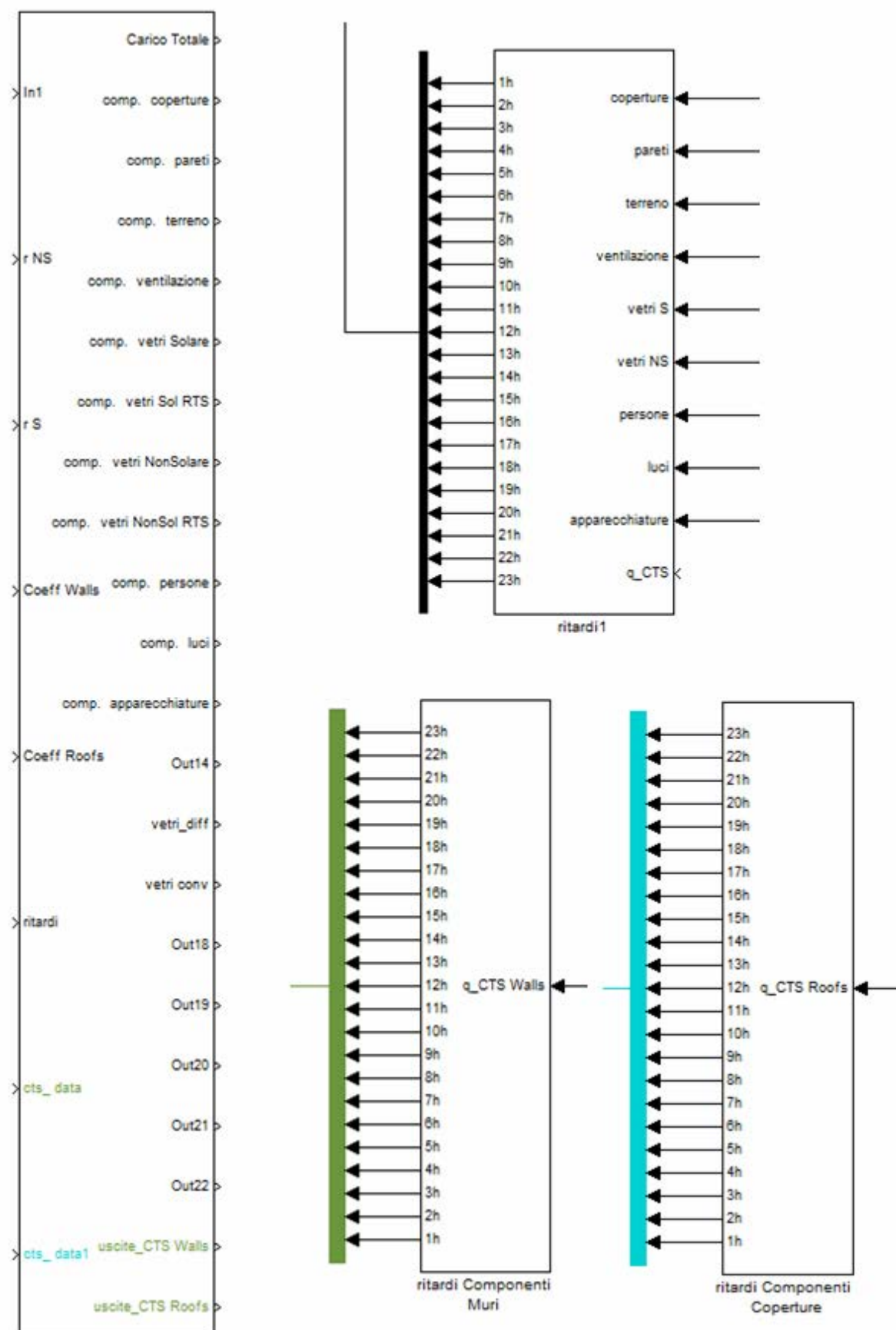


Figura 18 – Blocchi del modello

La procedura seguita può essere riassunta come segue:

1. Sono stati determinati i fattori conduction time series (CTSFs) per le pareti esterne e i tetti secondo la metodologia descritta in precedenza.
2. Sulla base del numero dei vetri, la trasmittanza della finestra e la tipologia della stessa, sono stati determinati i fattori SHGC.
3. Sono stati determinati i fattori RTFs per la zona secondo la metodologia descritta in precedenza.
4. Determinato l'irraggiamento solare orario incidente su ogni superficie esterna sono state calcolate le corrispondenti temperatura aria-sole.
5. Sono stati calcolati i guadagni di calore conduttivo orari delle pareti esterne e dei solai utilizzando le temperature aria-sole orarie.
6. Sono stati calcolati i guadagni termici orari delle finestre. Ciò include:
 - a. Il calcolo dei guadagni di calore di conduzione.
 - b. Il calcolo dei guadagni di calore solare corrispondente all'irraggiamento diretto e diffuso per ogni ora.
7. Sono stati calcolati i guadagni di calore interno orari degli occupanti, delle apparecchiature e dell'illuminazione, sulla base degli orari stabiliti nella fase iniziale.
8. Sono stati calcolati i guadagni di calore di infiltrazione e ventilazione.
9. Sono stati suddivisi tutti i guadagni di calore in parti radiativa e convettiva utilizzando le raccomandazioni della tabella.
10. Le parti radiative dei guadagni di calore interni sono stati convertiti in carichi di raffreddamento orari. Il guadagno di calore solare diretto sarà convertito con i fattori RTFs solari; tutti gli altri guadagni di calore sono stati convertiti con i fattori RTFs non-solari.
11. Per ogni ora, le parti convettive dei guadagni di calore sono state sommate con i carichi di raffrescamento radiativi. Questo sarà il carico di raffrescamento orario.

Si presume che tutte le superfici siano di due tipi: esterno, con associati i guadagni di calore, o interne, senza guadagni di calore netto.

4.1 Esempio: Componente pareti opache

Usando la Temperatura aria-sole la componente istantanea delle pareti opache è data da:

$$q = \sum_i A_i \alpha_{pi} I_i + h_0 (t_a - t_s) - \varepsilon \Delta R = \sum_i A_i h_0 (t_a - t_s)$$

L'ingresso della componente conduttiva del carico all'esterno è definita come:

$$q = \sum_i U_i A_i (t_s - t_{room})$$

cioè per l' n^{ima} superficie:

$$q = \sum_i U_i A_i (t_{s,\theta-n} - t_{room}) \quad (eq.1)$$

nelle precedenti equazioni si è usata la seguente terminologia:

- $A = area [m^2]$
- $\alpha = coefficiente di assorbimento$
- $I = radiazione solare incidente \left[\frac{W}{m^2} \right]$
- $h_0 = coefficiente scambio termico \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
- $t_0 = temperatura aria esterna [K]$
- $t_s = temperatura superficie [K]$
- $\varepsilon = emissività$
- $\Delta R = differenza tra radiazione LW cielo e corpo nero \left[\frac{W}{m^2} \right]$
- $\varepsilon \Delta R \approx 0$
- $t_s = t_0 + \frac{\alpha I}{h_0} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_0} \approx t_0 + \frac{\alpha I}{h_0}$ temperatura aria – sole [K]
- $U = trasmittanza \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
- $\theta = istante attuale; \theta - n = n ore prima [h]$
- $t_{room} = temperatura stanza [K]$

Quindi il guadagno conduttivo attraverso le pareti e le coperture può essere calcolato usando gli ingressi per le componenti conduttive (equazione 1) per l'ora attuale e per le 23 passate, attraverso l'algoritmo CTS (Conduction Time Series):

$$q_\theta = c_0 q_{i,\theta} + c_1 q_{i,\theta-1} + c_2 q_{i,\theta-2} + \dots + c_{23} q_{i,\theta-23}$$

dove:

$$c_0, c_1, c_2, \dots, c_{23} = \frac{Roof}{wall} Conduction Time Serie (CTS) factors$$

Le q_θ sono le componenti che andranno divise in parte radiante e parte convettiva. Come visto la parte radiante è trattata con l'RTS e poi sommata con la restante parte convettiva per ottenere il carico totale per le pareti opache.

4.2 Esempio: Componente finestre

Usando i Solar Heat Gain Coefficients calcoliamo le componenti delle finestre:

- Componente per radiazione diretta: $q_b = A \cdot I_{beam} \cdot SHGC(\vartheta) \cdot SC$
- Componente per radiazione diffusa: $q_d = A \cdot (I_d + I_r) \cdot SHGC_{Em} \cdot SC$

ed inoltre:

- Componente per conduzione: $q_c = U \cdot A \cdot (t_{out} - t_{in})$

Nelle precedenti equazioni si è usata la seguente terminologia:

- $A = \text{area} [m^2]$
- $I_{beam} = \text{radiazione solare diretta} \left[\frac{W}{m^2} \right]$
- $I_d = \text{radiazione solare diffusa} \left[\frac{W}{m^2} \right]$
- $I_r = \text{radiazione solare riflessa (albedo)} \left[\frac{W}{m^2} \right]$
- $SHGC(\vartheta) = \text{Solar Heat Gain Coefficient funzione dell'angolo di incidenza (radiazione diretta)}$
- $SHGC_{Em} = \text{Solar Heat Gain Coefficient emisferico (radiazione diffusa)}$
- $SC = \text{coefficiente di attenuazione}$
- $U = \text{trasmittanza} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
- $t_{out} = \text{temperatura esterna} [K]$
- $t_{in} = \text{temperatura interna (della stanza)} [K]$

La componente q_b che dipende dalla sola componente diretta della radiazione viene trattata con i *Solar RTS Values*.

Le componenti $(q_d + q_c)$ che dipendono dalla componente diffusa della radiazione (più l'albedo) la prima, e dalla sola conduzione delle finestre la seconda, vengono trattate con i *Nonsolar RTS Values*.

Da q_b calcoliamo la componente Q_b del carico e da $(q_d + q_c)$ calcoliamo la componente $Q_{diff+cond}$.

La componente totale della finestra sarà: $Q_{window} = Q_b + Q_{diff+cond}$.

4.3 Confronti

Per verificare la corretta implementazione dell'algoritmo RTS in ODESSE è stato effettuato un confronto con l'esempio proposto nell'Handbook dell'ASHRAE.

Vengono dati i valori di ingresso (aree, struttura e trasmittanze delle pareti e dei vetri ed esposizioni) e le condizioni al contorno (dati climatici). Vengono poi forniti i valori di uscita, cioè i guadagni ed i singoli carichi trovati con l'algoritmo. Tutti i valori sono riportati in tabelle. In ODESSE sono stati estratti i valori elaborati ad ogni passo. In questo modo si è potuto verificare se le singole componenti fossero coincidenti ed in caso negativo dove si è verificato l'errore. Ovviamente sono stati presi gli stessi coefficienti *Solar RTS* e *Nonsolar RTS Values*, e *CTS (Conduction Time Series)*.

Nelle Tabella 5 e Tabella 6 possiamo verificare i corretti risultati ottenuti durante l'elaborazione dell'algoritmo e il risultato finale. Nelle colonne a sinistra (in opaco) sono riportati i valori di confronto (Handbook) ed a destra quelli di ODESSE.

In particolare nella Tabella 5 abbiamo i risultati del calcolo della componente delle pareti opache e nella Tabella 6 i risultati del calcolo della componente dei vetri.

Possiamo vedere che a regime i valori sono pressoché identici, mentre i valori ottenuti nelle prime 5-6 ore sono differenti. Questo accade perché in ODESSE partiamo da un istante in cui non conosciamo il carico nelle ore precedenti e quindi inizialmente i coefficienti RTS (come i CTS) moltiplicheranno valori inizializzati a 0. Andando avanti con la simulazione tale errore si riduce.

PARETI							
Sol-Air Temp.		Heat Input, W (prima della CTS)		Heat Gain, W (dopo la CTS)		Total Cooling Load, W (dopo la CTS)	
23.2	23.2	-3	-3.51225	0	-0.6322	10	-0.48389
22.8	22.8	-6	-5.51925	-3	-0.99346	6	-0.7604
22.4	22.4	-8	-7.52625	-5	-4.55589	3	-3.56477
22.1	22.1	-9	-9.0315	-7	-7.09474	1	-5.82772
21.8	21.8	-10	-10.5368	-9	-8.8609	-1	-7.54841
22.6	22.6406	-7	-6.31904	-9	-9.35609	-2	-8.26629
25.8	25.7991	10	9.528734	-5	-4.41848	2	-4.71558
29.9	29.9092	31	30.15116	9	9.268597	12	6.008554

34	33.9907	51	50.63009	29	28.25407	28	21.71832
37.4	37.3906	68	67.68909	48	47.96087	44	38.89938
40.3	40.3195	83	82.38484	66	65.421	60	54.91994
42.9	42.8982	96	95.32347	81	80.50445	73	69.26714
51.9	51.9754	142	140.8683	101	99.82844	90	86.79185
60.8	60.8547	187	185.4202	138	137.4393	121	118.6733
66.3	66.3031	215	212.7576	179	177.8267	156	154.317
67.1	67.2136	219	217.326	207	205.2368	183	181.1425
62.7	62.7315	196	194.8371	213	211.0881	193	191.1133
52.6	52.6745	145	144.3761	192	190.9687	181	179.4119
36.7	36.6811	65	64.12917	144	142.9418	144	143.4273
27.6	27.6	19	18.56475	78	77.20527	91	90.21686
26.6	26.6	14	13.54725	32	31.80694	50	49.20369
25.5	25.5	8	8.028	16	15.58056	30	30.24776
24.6	24.6	4	3.51225	9	8.740485	21	20.54255
23.9	23.9	0	0	4	4.184595	14	14.3583

Tabella 5 – Confronti handbook odesse per la componente delle pareti opache

VETRI							
Beam Heat Gain, W		(Beam) Cooling Load, W		Total Heat Gain, W		Cooling Load, W	
0	0	57	0	-16	16.53918	32	12.65909
0	0	57	0	-26	25.99014	20	19.89285
0	0	57	0	-35	35.4411	11	29.15905
0	0	57	0	-43	42.52932	1	36.39943
0	0	57	0	-49	49.61754	-7	43.36809
0	0	57	0	-12	11.45706	17	15.58385
0	0	57	0	143	-143.005	135	-104.8
0	0	56	0	316	-314.928	276	-249.461
0	0	50	0	475	-475.052	415	-392.367
0	0	39	0	608	-606.154	535	-516.138
0	0	25	0	713	-713.57	634	-621.411
0	0	12	0	826	-824.552	737	-727.664
157	-157.824	88	-85.2251	924	-924.032	830	-825.183
640	-638.946	371	-370.282	990	-988.242	898	-894.707
1091	-1091.18	704	-704.097	999	-994.944	922	-917.139
1343	-1343.07	957	-957.274	934	-934.464	883	-882.437
1287	-1286.67	1028	-1027.28	792	-791.421	777	-776.683
931	-930.764	882	-881.897	576	-577.17	604	-605.344
298	-297.903	514	-513.539	293	-291.546	368	-367.997
0	0	244	-243.676	88	-87.4214	181	-181.199
0	0	145	-145.404	63	-63.794	131	-132.368
0	0	98	-97.8826	38	-37.8038	95	-95.4911
0	0	73	-74.3075	17	-16.5392	69	-68.6896

0	0	60	-65.2538	0	0	49	-49.0064
---	---	----	----------	---	---	----	----------

Tabella 6 – Confronti handbook ODESSE per la componente dei vetri

Dopo tali verifiche si è passati alla fase di confronto con gli edifici benchmark. In questo caso sono stati trovati i coefficienti RTS e CTS attraverso gli algoritmi di calcolo dell'ASHRAE che vengono forniti nel Manuale "Load Calculation". Il carico estivo viene in questo caso calcolato sempre ma posto a 0 se non si supera la temperatura di confort, in questo caso i 26°C estivi. Otteniamo un andamento del carico totale paragonabile a quello ottenuto con altri software quali Trnsys e Energy Plus. Un esempio per l'edificio A15 è riportato in Figura 19.

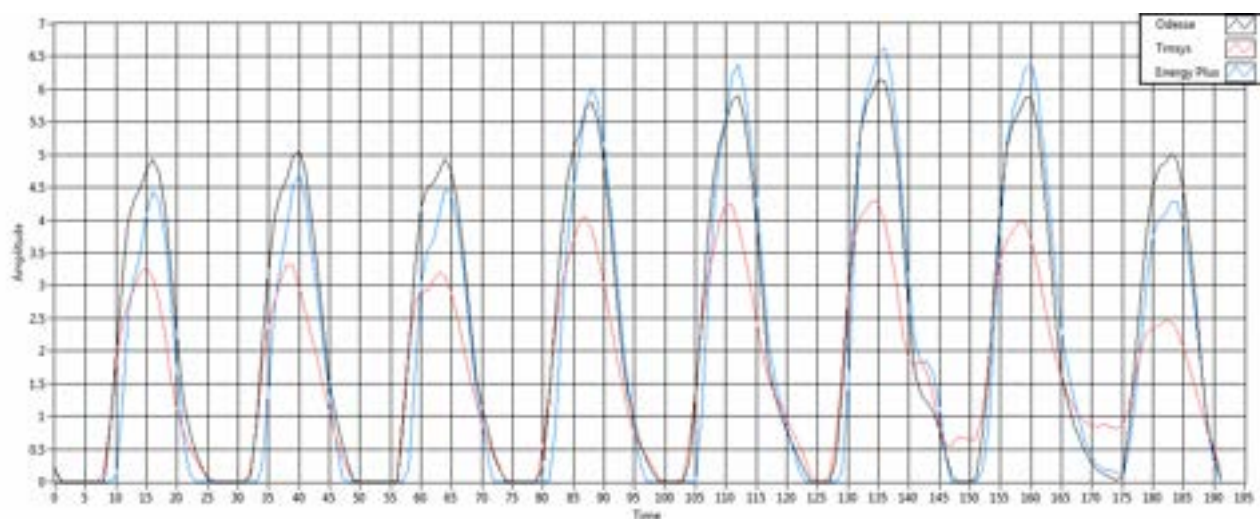


Figura 19 – Carico termico totale edificio A15.

Si vuole sottolineare il ruolo delicato che svolge in questo caso la temperatura interna della stanza che viene calcolata secondo l'equazione differenziale implementata in ODESSE già descritta nel Rapporto del primo anno.

5 Valutazione dei profili orari di consumo di energia elettrica e acqua calda sanitaria

Per valutare correttamente il dimensionamento e le prestazioni del sistema edificio impianto, si è ritenuto necessario implementare in ODESSE una procedura per la ricostruzione degli altri principali profili di consumo, oltre al carico termico, che caratterizzano gli edifici:

- Consumo di acqua calda sanitaria
- Consumo di energia elettrica

Per integrare la previsione dei precedenti consumi all'interno della piattaforma di simulazione dinamica, la ricostruzione del profilo ha una definizione simile al passo di integrazione del simulatore dinamico (un ora).

La stima del consumo elettrico e termico per ACS con passo orario consente all'utente – progettista un dimensionamento più accurato degli impianti (soprattutto in presenza di mix complessi) normalmente effettuato sul picco di domanda o addirittura sull'energia complessivamente richiesta dal carico su base annua.

La stima del profilo orario dei consumi, consente inoltre di valutare gli effettivi risparmi energetici ed economici indotti dalla scelta di più soluzioni impiantistiche.

5.1 *Stima del consumo orario acqua calda sanitaria*

Per valutare correttamente il dimensionamento di un impianto solare termico è necessario conoscere il consumo medio giornaliero e, nel caso si disponga di un codice di calcolo dinamico, anche il profilo orario di acqua calda sanitaria.

In ambito residenziale l'acqua calda sanitaria è prodotta, per la maggior parte dei casi, con scaldabagni elettrici o caldaie a gas metano.

Per valutare correttamente il dimensionamento di un impianto solare termico è necessario conoscere il consumo medio giornaliero e, nel caso si disponga di un codice di calcolo dinamico (caso in oggetto), anche il profilo orario di acqua calda sanitaria.

In questo studio è stata implementata una procedura per la stima oraria del flusso di acqua calda sanitaria consumato dalle utenze mono e multi familiare valutate con lo strumento di simulazione dinamica. La procedura di calcolo integra i profili orari di consumo di acqua calda sanitaria come implementati dalla Task 26: Solar Combisystems, del International Energy Agency (IEA SHC) , investigando, tramite specifiche misure, i consumi degli scaldabagni elettrici, le portate dell'acqua consumata presso unità edilizie mono e multi famigliari in Germania e in Svizzera.

In particolare, con lo studio della Task 26 vengono definite quattro categorie di carichi giornalieri per l'ACS espressi in Litri/giorno:

- Categoria A: carico di breve durata (lavaggio delle mani, ecc)
- Categoria B: medio carico (lavastoviglie, ecc)
- Categoria C: vasca da bagno
- Categoria D: doccia

Per ciascuna categoria è stata definita la seguente funzione “probabilità di distribuzione” della portata media ($\dot{V}^{\circ}\text{mean}$) di tipo Gaussiana:

$$prob(\dot{V}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp \frac{-(\dot{V} - \dot{V}_{\text{mean}})^2}{2\sigma^2}$$

Il valore di σ e le ipotesi assunte per la ricostruzione del profilo di carico orario sono riportati nella seguente tabella, assumendo un volume medio giornaliero di 200 litri/g. (edificio monofamiliare).

		A (short load)	B (medium load)	C (bath)	D (shower)	Totale
portata media	l/min	1	6	14	8	
durata del carico	min	1	1	10	5	
prelievi giornalieri	n	28	12	0,143	2	
Sigma		2	2	2	2	
volume medio per ogni prelievo	Litri	1	6	140	40	
Volume totale giornaliero	Litri	28	72	20	80	200
Percentuale giornaliera di carico	%	0.14	0.36	0.10	0.40	1

Tabella 7: Parametri per la ricostruzione del profilo di carico giornaliero di ACS

Inoltre per ogni categoria è definita una variazione del fabbisogno medio giornaliero con ciclicità annuale e settimanale nonché la distribuzione oraria del fabbisogno giornaliero.

La probabilità di variazione totale probtot è data dal prodotto delle singole variazioni:

$$\text{probtot} = \text{prob}(\text{year}) * \text{prob}(\text{day}) * \text{prob}(\text{week}) * \text{prob}(\text{holiday})$$

La variazione annua dei carico giornaliero è descritta implementando una funzione sinusoidale con una ampiezza di $\pm 10\%$ del consumo giornaliero medio. Questa variazione consente di stimare i minori consumi estivi e i maggiori consumi invernali dovuti alla più bassa temperatura dell'acqua.

La variazione del carico con ciclicità settimanale è mostrata nella seguente figura; nella quale si nota una discontinuità dei consumi di ACS per la vasca da bagno durante il fine settimana.

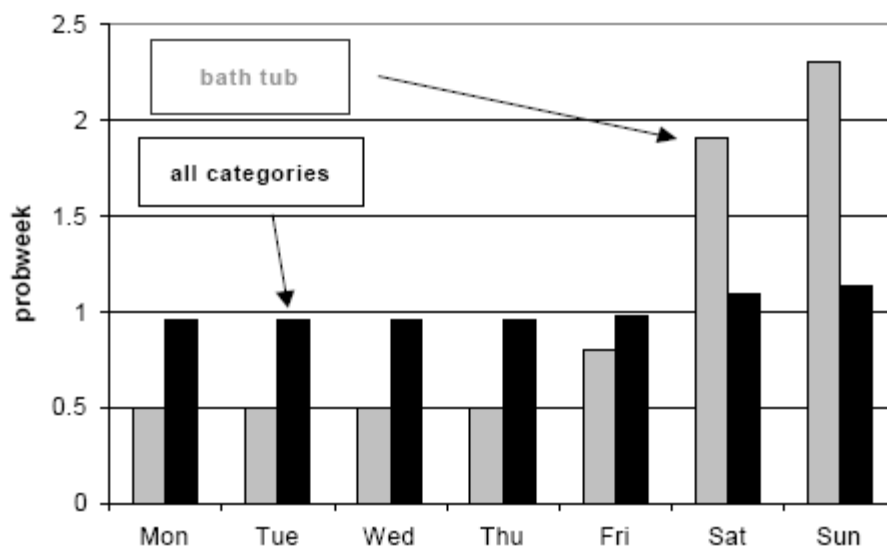


Figura 20: Variazione settimanale del fabbisogno di ACS giornaliero

La distribuzione giornaliera del totale consumo di acqua calda sanitaria da ciascuna delle quattro categorie è riportato nel seguente diagramma

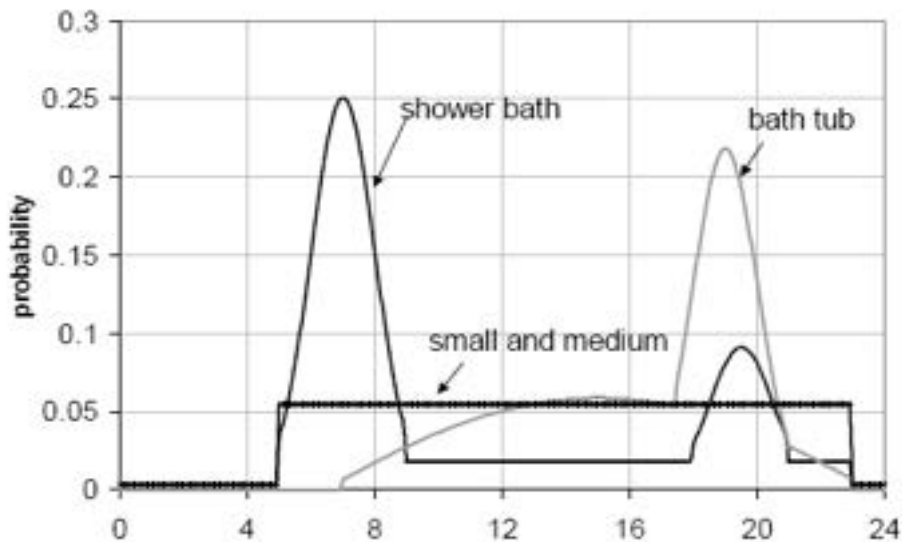


Figura 21: Variazione giornaliera del totale fabbisogno di ACS

Lo studio della distribuzione del consumo giornaliero di acqua calda sanitaria è stata applicata a sei profili di consumo giornaliero, generati con un time step di 1 minuto:

- profilo 1: 100 litri/day
- profilo 2: 200 litri/day
- profilo 3: 400 litri/day
- profilo 4: 800 litri/day
- profilo 5: 1600 litri/day
- profilo 6: 3200 litri/day

Valori diversi del fabbisogno giornaliero di ACS sono generato partendo dalla combinazione lineare dei profili dati.

Per integrare i precedenti profili all'interno della piattaforma di simulazione dinamica, è stata effettuata una media oraria dei dati contenuti in ciascuno dei sei profili precedenti, ottenendo un diagramma di carico giornaliero per ciascuno dei sei profili precedenti, con una definizione simile al passo di integrazione del simulatore dinamico (un ora). In tal modo sono stati generati 6 profili con passo orario corrispondenti ai 6 precedenti consumi medi giornalieri

ACS100 : 100 litri/day

ACS200 : 200 litri/day

ACS400 : 400 litri/day

ACS800 : 800 litri/day

ACS1600 : 1600 litri/day

ACS3200 : 3200 litri/day

Nel diagramma seguente è riportato il profilo giornaliero del consumo totale di ACS di 200 litri/g generato con metodologia task 26 con passo di campionamento 1 min:

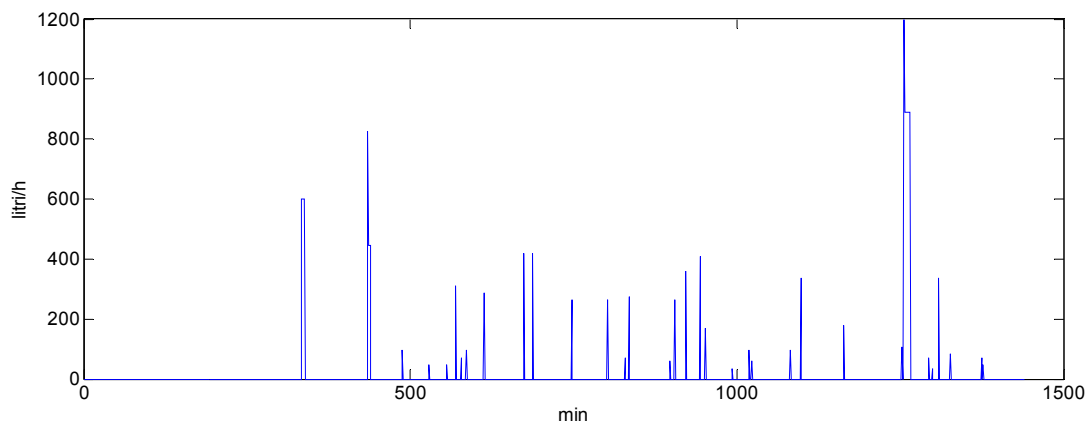


Figura 22:Distribuzione giornaliera del fabbisogno di ACS di 200 l/g originata con passo 1 min.

Per ricostruire il profilo orario del consumo medio giornaliero di ACS, valutato come indicato al seguente paragrafo, è stata implementata in Simulink una combinazione lineare dei precedenti profili orari generati dalla Task 26.

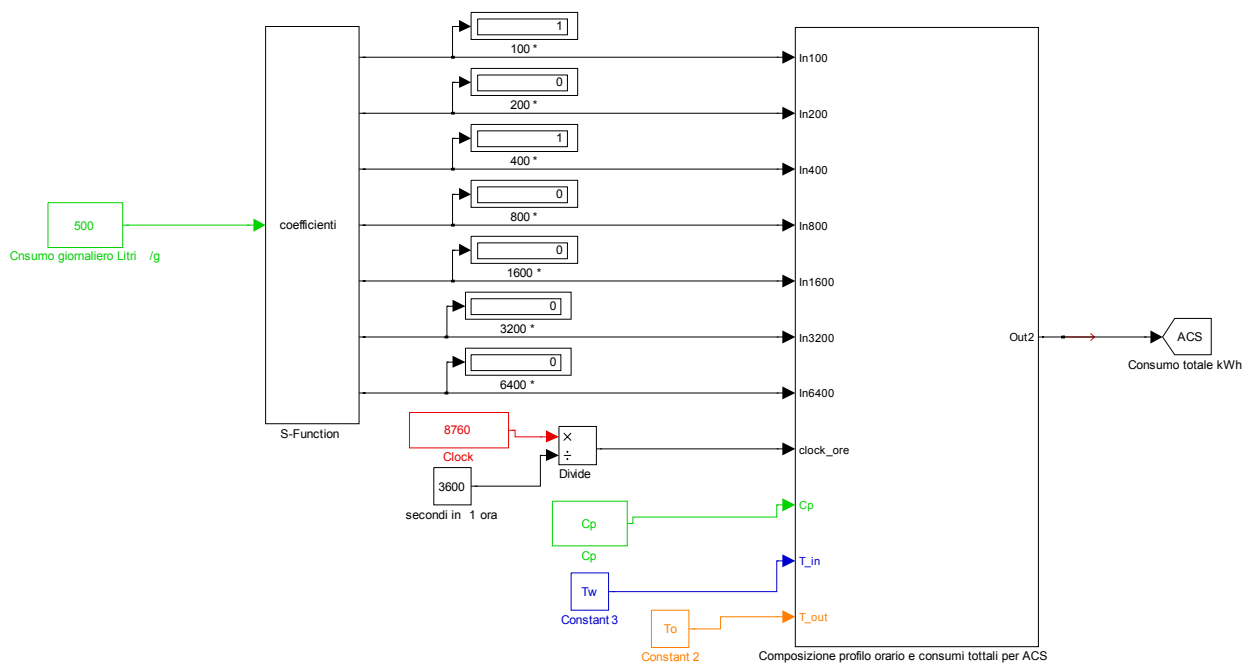
In particolare un consumo giornaliero ACSd viene ricostruito con la seguente relazione:

$$ACSd = a * ACS_{100} + b * ACS_{200} + c * ACS_{400} + d * ACS_{800} + e * ACS_{1600} + f * ACS_{3200}$$

I coefficienti a,b,c,d,e,f possono assumere valori 0 -1 combinando i profili orari dati per ottenere la distribuzione oraria del consumo giornaliero calcolato al successivo paragrafo.

Come specificato di seguito, il calcolo del consumo giornaliero di ACS è arrotondato al multiplo di 100 più vicino per consentire l'applicazione della precedente.

Si riporta di seguito lo schema a blocchi utilizzato per la ricostruzione del profilo orario del consumo di acqua calda sanitaria.



Nello schema precedente, il blocco s-fuction calcola i coefficienti della combinazione lineare precedente, in funzione della divisibilità del volume massimo giornaliero (stimato come successivamente descritto) e il volume del singolo profilo orario. I valori 0-1, generati dall's-function vengono utilizzati come “enable” dei sei profili orari implementati nel blocco successivo. In particolare un consumo totale giornaliero di 500 litri viene combinato come:

$$ACS_{500} = 1 * ACS_{100} + 0 * ACS_{200} + 1 * ACS_{400} + 0 * ACS_{800} + 0 * ACS_{1600} + 0 * ACS_{3200}$$

Si riporta di seguito lo schema a locchi con il quale sono sommati i sei profili orari secondo la combinazione lineare precedente e secondo i valori 0-1 generati dal precedente blocco s-function.

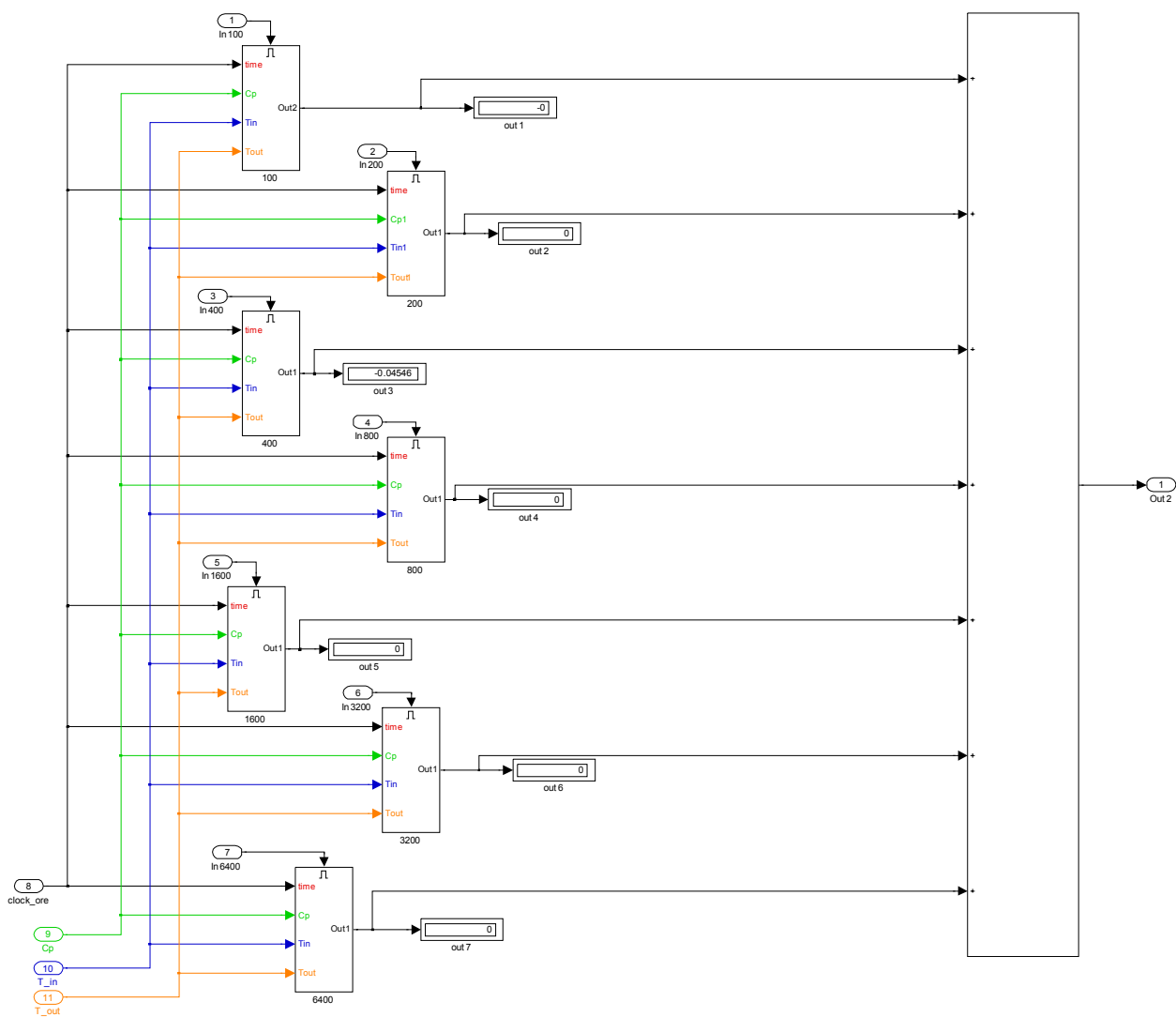


Figura 23: Schema generale per la combinazione dei se profili orari di ACS.

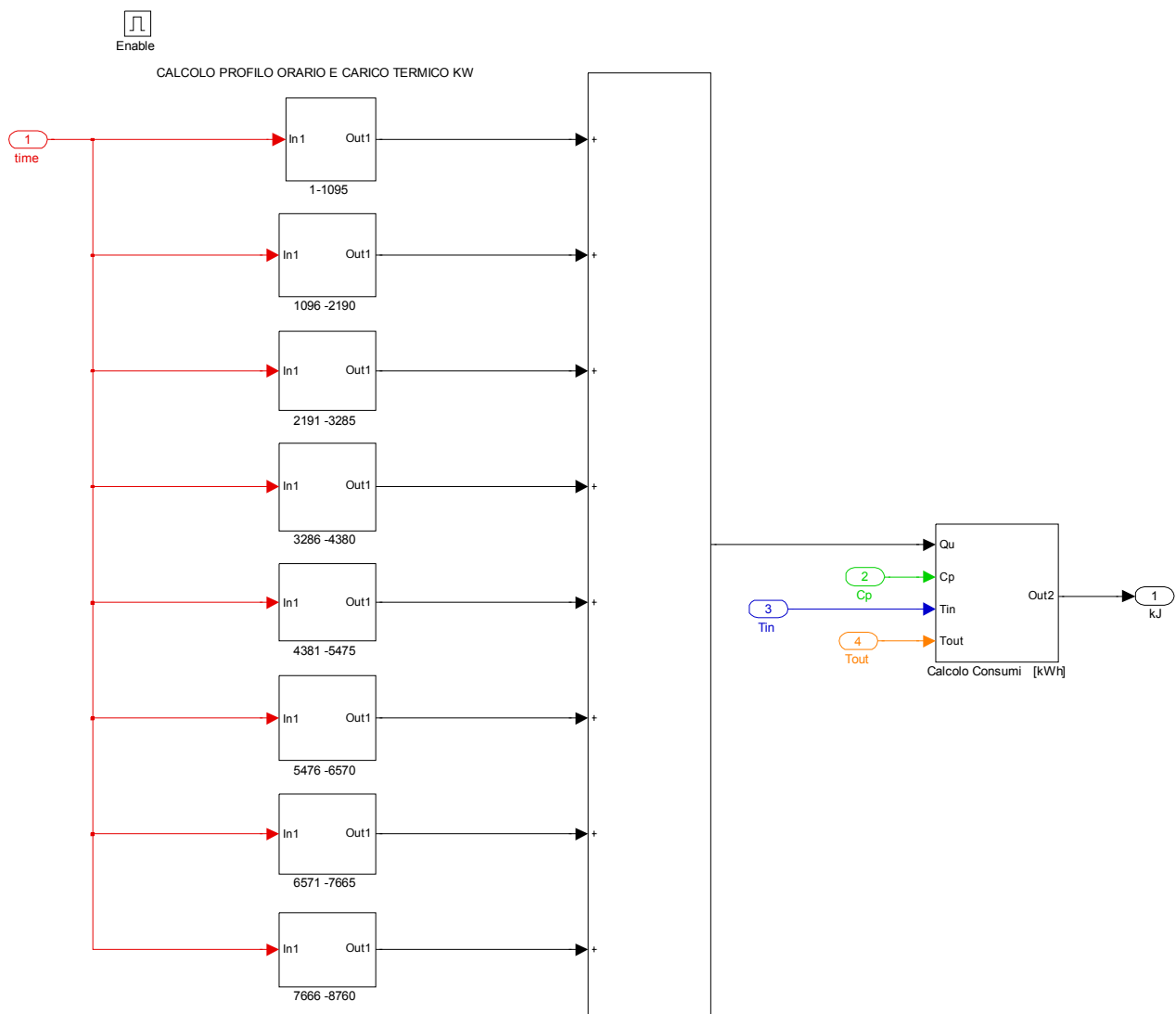


Figura 24: suddivisione del profilo orario annuo in otto sottoprofili

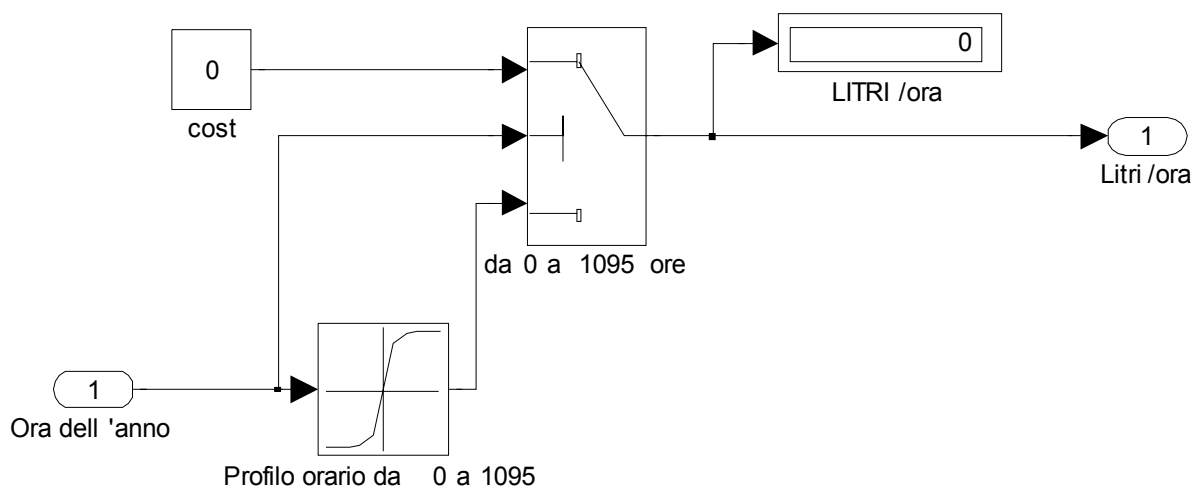


Figura 25: blocco per la generazione del profilo orario relativo ad una parte dell'anno – quando l'ora supera 1095 l'uscita commuta a 0 litri/ora

Per comodità implementativa il profilo orario annuo è stato suddiviso in otto lookup table; grazie ad uno switch superando la soglia il profilo commuta a 0.

Il modello ACS implementato in Simulink calcola il diagramma di carico orario relativo al consumo di ACS considerando i seguenti parametri:

$C_p=4.186$; %[kJ/kg °C]

$T_w=15$; %[°C] temperatura acqua in ingresso (dall'acquedotto)

$T_{out}=45$; %[°C] temperatura acqua in uscita (dalla caldaia o

Il consumo energetico orario è dato dalla seguente relazione implementata nel blocco function di Simulink:

$$P_{ACS} = \dot{m} * c_p * (T_{out} - T_w) \quad [kW]$$

Dove $\dot{m}$ è la portata in litri ora generato sommando i profili medi orari secondo la combinazione lineare precedente.

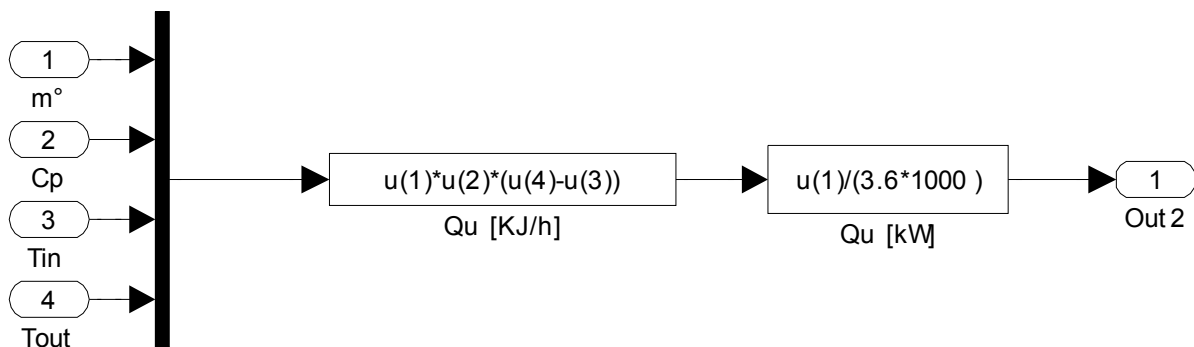


Figura 26: Calcolo della potenza termica oraria richiesta per soddisfare il profilo di consumo di ACS

Per ricavare il consumo mensile di acqua calda sanitaria in modo da valutare la copertura parziale con un eventuale impianto solare termico, il consumo orario viene integrato con reset mensile.

5.1.1 Calcolo del consumo giornaliero di ACS

Il calcolo del consumo medio giornaliero di acqua calda sanitaria è stato implementato seguendo l'attuale normativa vigente sulla prestazione energetica degli edifici, la UNI TS 11300 parte 2: "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria". I volumi di acqua

calda sanitaria sono riferiti convenzionalmente ad una temperatura di erogazione di 40 °C e ad una temperatura di ingresso di 15 °C. Il salto termico di riferimento ai fini del calcolo del fabbisogno di energia termica utile è, quindi, di 25 K.

I valori di fabbisogno giornaliero sono riferiti a dati medi giornalieri. Il volume è dato da:

$$V_w = a \times N_u \text{ [l/G]}$$

dove:

- a è il fabbisogno giornaliero specifico [l/G];
- N_u è il parametro che dipende dalla destinazione d'uso dell'edificio

Nel caso di edifici ad uso residenziale, il valore N_u è il valore della superficie utile (S_u) dell'abitazione, espressa in metri quadrati.

Il valore di “ a ” si ricava dal prospetto seguente, nel quale sono indicati anche i fabbisogni di energia termica utile basati sulla differenza di temperatura convenzionale tra erogazione ed acqua fredda di ingresso di 25 K. I valori di fabbisogno annuo sono riferiti a 365 giorni/anno

	SUPERFICIE UTILE S_u [mq]		
	<50 mq	51-200 mq	>200 mq
a	1,8	$4,514 \cdot S_u^{-0,2356}$	1,3
Fabbisogno equivalente di energia termica utile [kWh/m ² anno]	19,09	$47,9 \cdot S_u^{-0,2357}$	17,05

Per un edificio o unità immobiliare da 100 mq la UNI TS 11300 parte II stima il seguente consumo giornaliero di ACS (VW):

$$V_w = a \times N_u = 4,514 \cdot 100^{-0,2356} \cdot 100 = 152,5 \quad \text{[l/G]}$$

Per poter ricostruire il profilo orario, il volume medio giornaliero viene approssimato al multiplo di 100 più vicino, per l'esempio precedente è 200 [l/G]

```

for i=2:64
    valore = i*100;
    min = valore - 50;
    max = valore + 50;
    if (Vw>=min && Vw<max)
        y1=valore;
    end

```

Tabella 8: algoritmo di approssimazione al multipolo di 100 più vicino del volume giornaliero calcolato

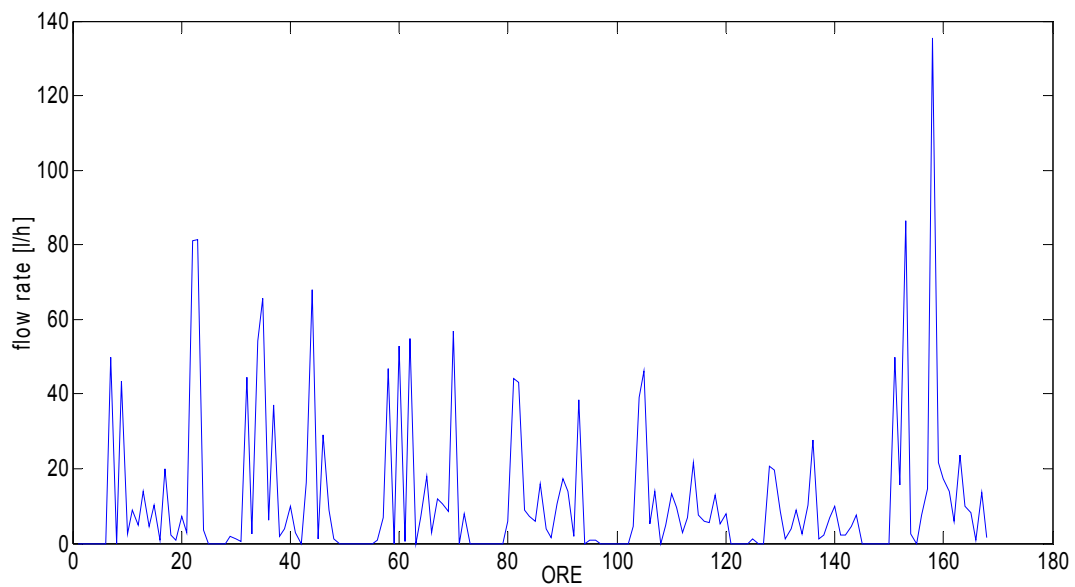


Figura 27: Distribuzione oraria del consumo netto di ACS settimanale in l/G (prima settimana dell'anno)

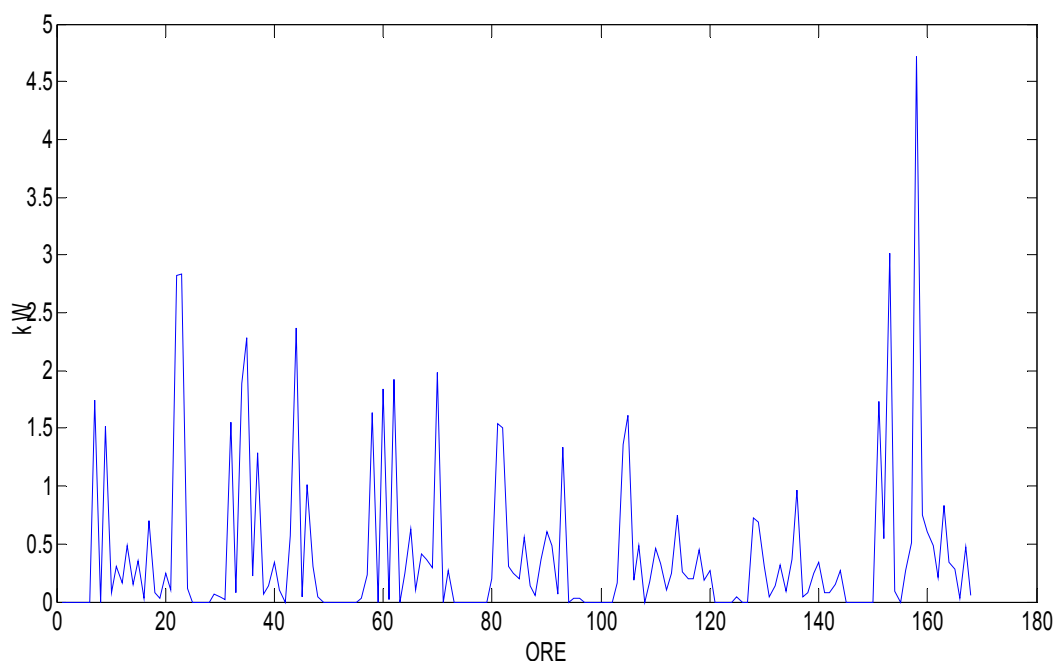


Figura 28: Distribuzione oraria del consumo energetico netto di ACS settimanale in kW (prima settimana dell'anno)

Nella seguente tabella è riportato il confronto del consumo di energia termica annua stimata integrando il profilo orario valutato in Simulink e quella stimata secondo l'algoritmo in regime stazionario della UNI TS 11300:

Superficie utile	100	mq
Consumo giornaliero medio modello Simulink	200	I/G
Consumo giornaliero algoritmo UNI TS 11300	152	I/G
Consumo anuo modello Simulink	2547	KWh/anno
Consumo stimato secondo UNI TS 11300	1619	KWh/anno

La differenza tra i due consumi 900 kW/anno è causata dalla approssimazione al multiplo di 100 più vicino, effettuato dal modello implementato in Simulink.

5.2 *Diagramma orario del carico elettrico*

La stima del consumo di energia elettrica per consumi non dovuti al condizionamento dell'edificio è stata effettuata elaborando un profilo "tipo" da misure reali come di seguito specificato. I dati sui fabbisogni di energia elettrica per uso residenziale sono stati estrapolati da uno studio compiuto dal CESI nell'ambito di Ricerca di Sistema (2001), dal quale è stato possibile tracciare le curve di carico relative ai fabbisogni energetici di un utenza residenziale di 40 appartamenti di diverse aree geografiche dell'Italia, differenziate cioè in base alla collocazione al Nord, al Centro e al Sud.

La ricostruzione del profilo orario medio di una utenza tipo "ufficio" è stata effettuata tramite una campagna di misura dedicata presso due edifici del centro ENEA di Casaccia (RM): L'edificio C59 (4 piani, superficie utile 3600 mq) e l'Edificio F40. (3 piani, superficie utile 5700 mq).

Edifici residenziali

I dati sui fabbisogni energetici sono stati estrapolati da uno studio compiuto dal CESI, che ha avuto come oggetto la definizione di un modello di carico elettrico e termico d'utenza civile sulla base dei dati statistici reperibili in letteratura, la sua implementazione in un programma di calcolo e la sua verifica preliminare mediante una campagna di registrazione sperimentale presso un condominio. In questo modo è stato possibile tracciare le curve di carico relative ai fabbisogni energetici di un utenza residenziale di 40 appartamenti, rappresentate nelle seguenti figure.

Come si può osservare lo studio è stato compiuto su utenze tipiche di diverse aree geografiche dell'Italia, differenziate cioè in base alla collocazione al Nord, al Centro e al Sud.

Si riportano di seguito i diagrammi del carico elettrico orario, per edificio come elaborati dal CESI:

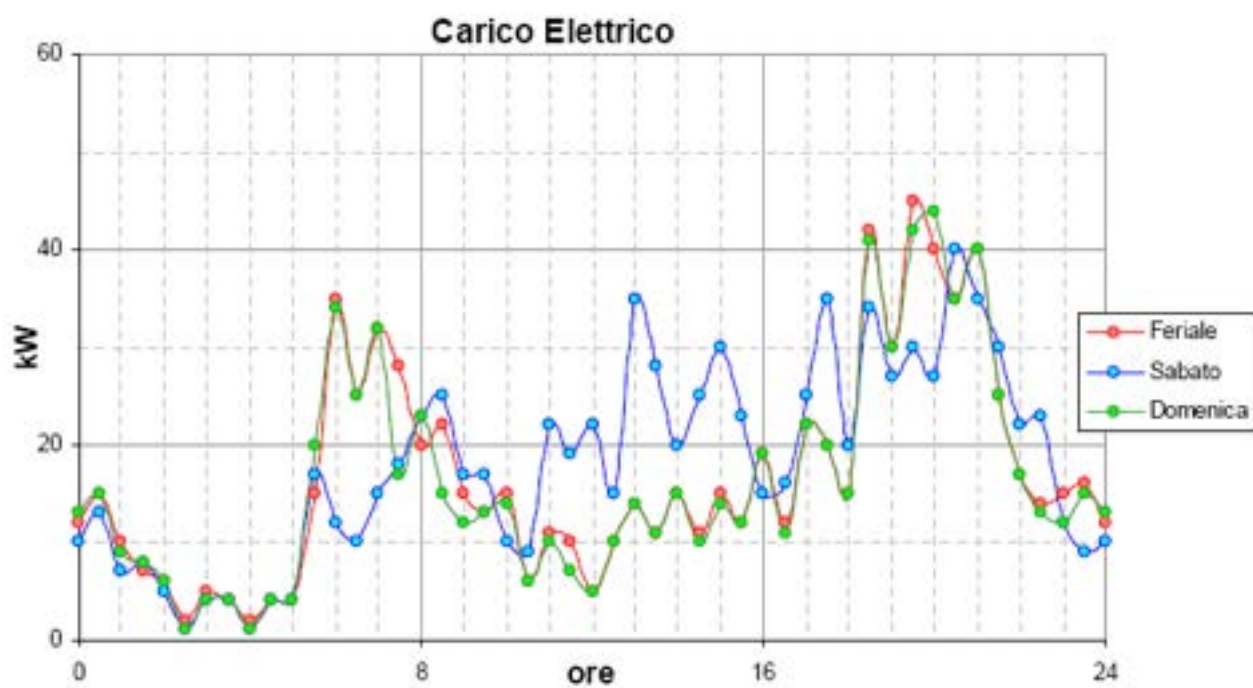


Figura 29: Carico elettrico (escluso il condizionamento estivo) tipico di un'utenza residenziale del CENTRO e SUD Italia (40 appartamenti)

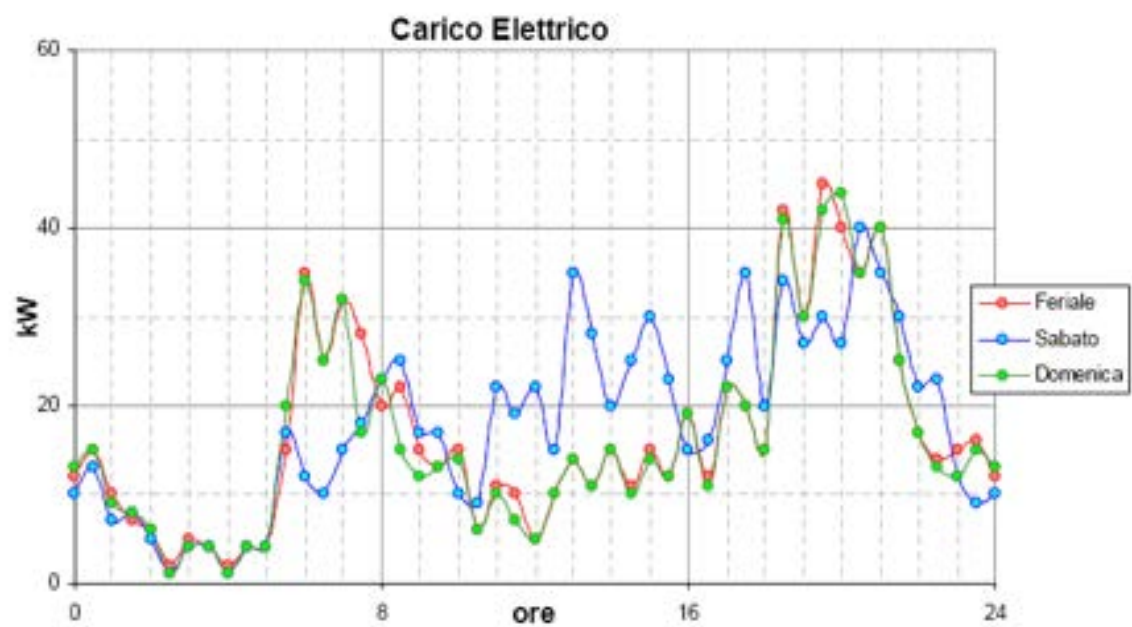


Figura 30: Carico elettrico (escluso il condizionamento estivo) tipico di un'utenza residenziale del NORD Italia (40 appartamenti)

Al fine di utilizzare il profili elettrici orari, all'interno della piattaforma di simulazione integrata, questi sono stati normalizzati rispetto alla superficie utile totale dell'utenza di riferimento, come di seguito specificato:

Superficie	utile	singolo
appartamento		85 mq
appartamenti		40
Superficie utile totale		3400 mq

Con riferimento alla superficie utile totale sono stati generati i seguenti profili orari settimanali:

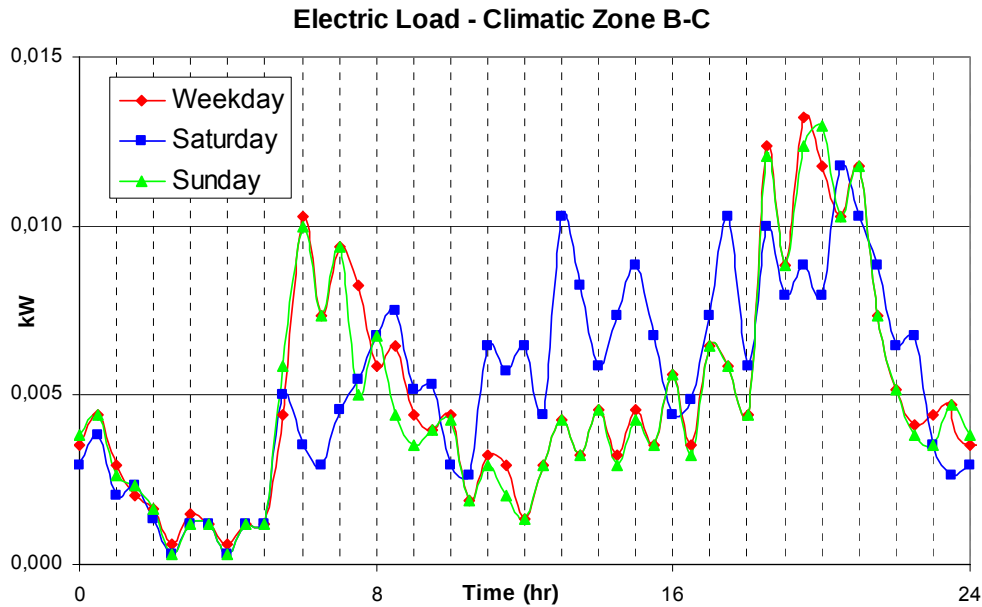


Figura 31: Carico elettrico normalizzato (escluso il condizionamento estivo) tipico di un'utenza residenziale zona climatica B- C

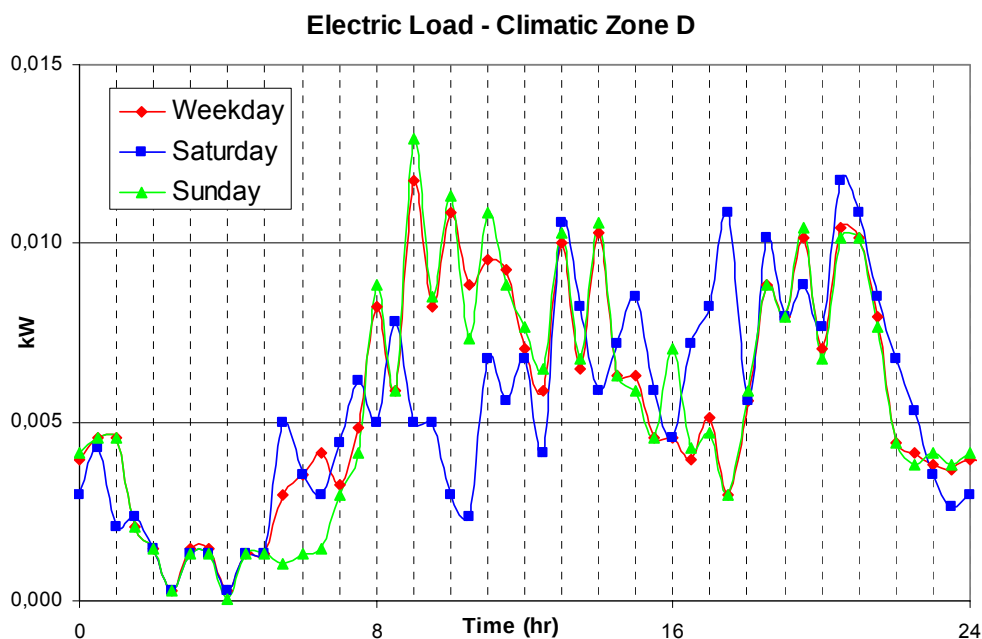


Figura 32: Carico elettrico normalizzato (escluso il condizionamento estivo) tipico di un'utenza residenziale zona climatica D

Edifici uso uffici

La ricostruzione del profilo orario medio di una utenza tipo “ufficio” è stata effettuata tramite una campagna di misura dedicata presso due edifici amministrativi del centro ENEA di Casaccia (RM): L’edificio C59 (superficie utile 3600 mq) e l’Edificio F40. (5700 mq)



Figura 33: Posizione geografica degli edifici sottoposti a misura

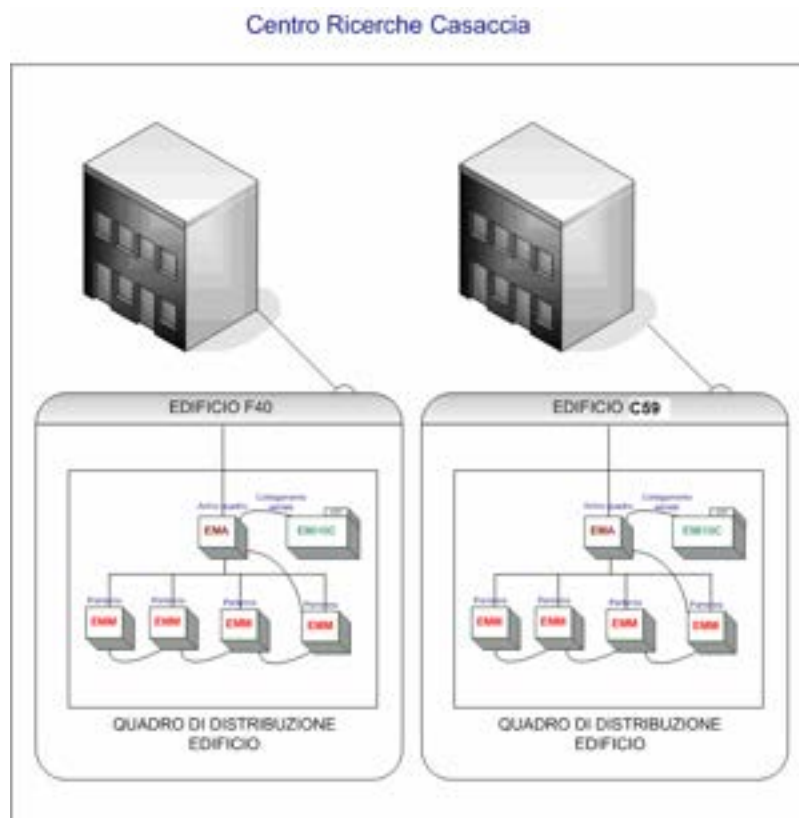


Figura 34: schema collegamento seriale strumenti di misura con interfaccia TCP/IP

Gli strumenti di misura sono dotati di datalogger che consente il campionamento delle misure con time step fino a 5 min; tramite un cavo serale ogni strumento multimetro è collegato con una interfaccia TCP/IP che permette di inviare i dati periodicamente presso un server centrale dove è possibile visionare, tramite apposita applicazione, sia le misure storiche sia le misure in tempo reale da qualsiasi postazione internet.

Per ogni edificio sono monitorate le seguenti grandezze elettriche:

- Potenza attiva
- Potenza reattiva
- Potenza apparente
- Fattore di Potenza
- Energia attiva totale
- Energia attiva mensile
- Energia reattiva totale
- Energia reattiva mensile
- Corrente singola fase
- Tensione di fase e concatenata

Si riporta di seguito il profilo orario medio del consumo i potenza attiva dell'edificio C59 elaborato per una settimana tipo (totale escluso condizionamento).

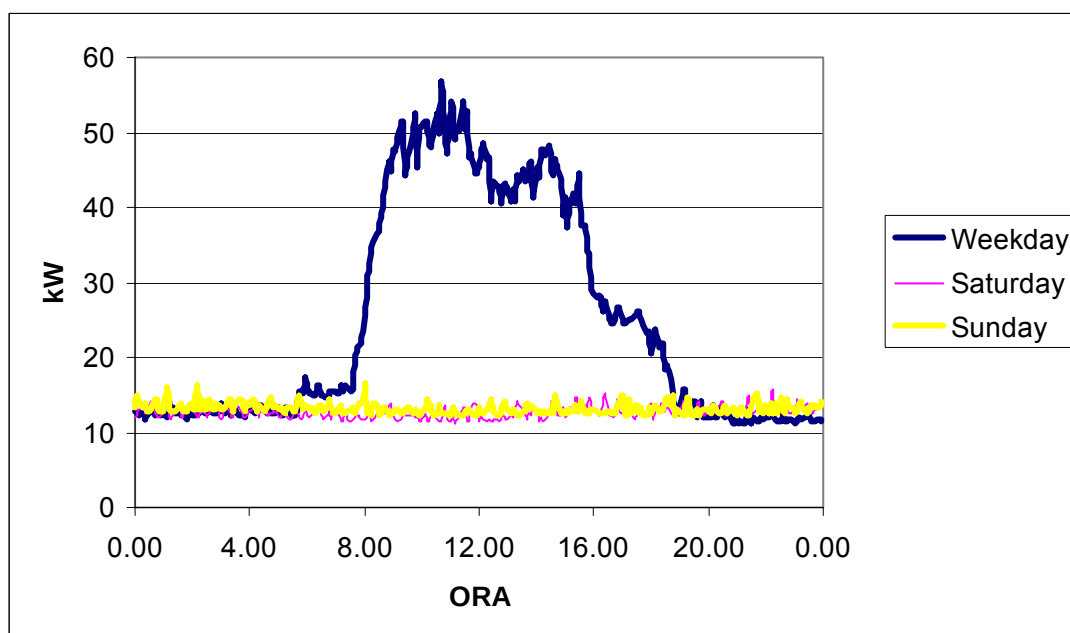


Figura 35: Diagramma orario settimanale della potenza attiva escluso condizionamento (edificio C59 superficie utile 2500 mq)

La ricostruzione del profilo orario del carico elettrico per gli edifici simulati è stata effettuata con il seguente schema a blocchi,

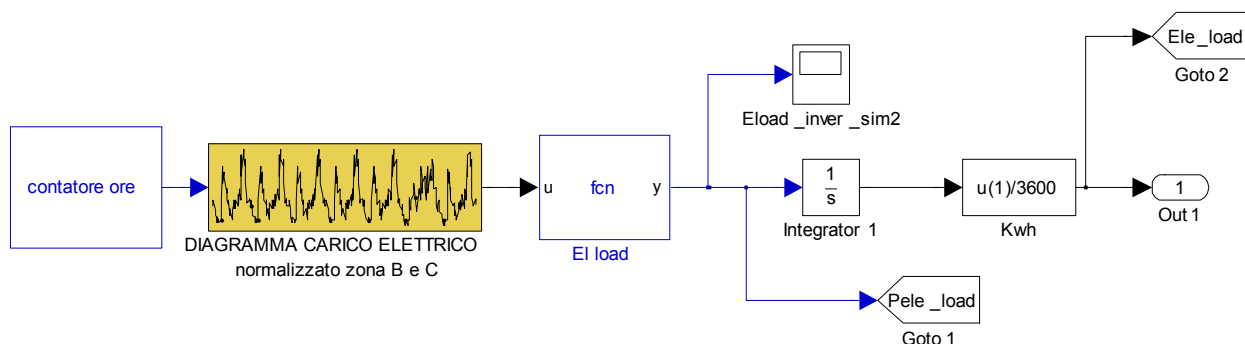


Figura 36: Simulink - schema a blocchi per la ricostruzione del diagramma elettrico orario dell'edificio simulato

L'ora della settimana viene generata con il blocco “contatore ore”, considerando che il tempo viene generato da Simulink con passo di 1 sec.

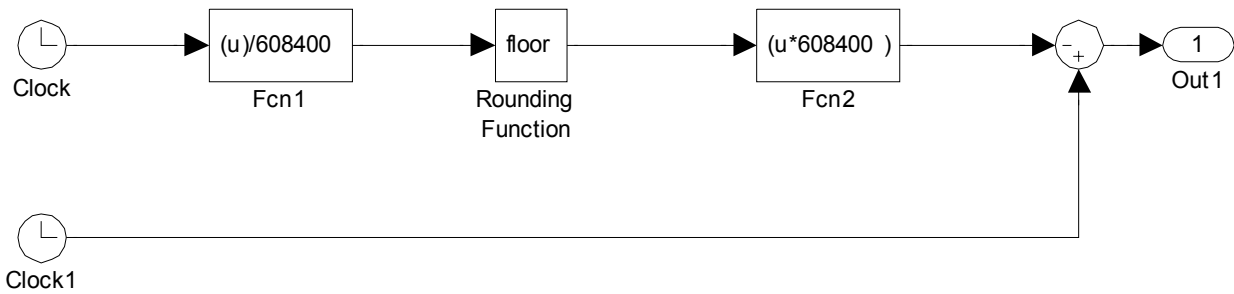


Figura 37: Simulink - schema a blocchi per la determinazione dell'ora del giorno

Tramite la “lookup table” (blocco “Diagramma carico elettrico” figura 15) viene ricostruito il profilo elettrico normalizzato associando al vettore tempo il valore della potenza elettrica assorbita normalizzata rispetto alla superficie utile, ripetendo la procedura per ogni settimana dell'anno.

Il valore della potenza elettrica stimata per ogni ora dell'anno viene riportata all'effettivo consuno dell'edificio simulato tramite il blocco embedded function di simulink, indicato con “El_load”, che restituisca il profilo moltiplicato per l'effettiva superficie utile:

```
function y = fcn(u, supTot)
```

```
y = u * supTot;
```

Per un edificio costituito da una superficie utile di 400 mq in zona climatica B o C il software riproduce il seguente diagramma orario settimanale:

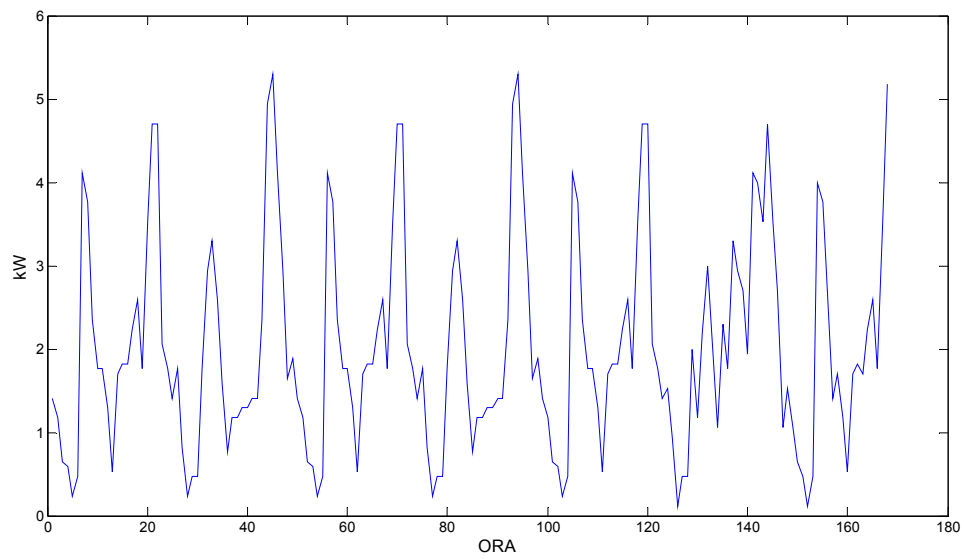


Figura 38: Diagramma di carico settimanale per edificio con superficie utile 400 mq in zona climatica B o C.

L'integrale del carico orario restituisce una bolletta annua pari ad un consumo di 17.600 kWh.

6 Modelli impianti

6.1 Premessa

Lo studio in regime dinamico del sistema edificio – impianto che si propone di effettuare la piattaforma di simulazione ODESSE non può prescindere dall'utilizzo di modelli matematici dettagliati di sistemi di generazione di energia elettrica e termica a servizio dell'utenza simulata.

ODESSE inoltre si propone come strumento per verificare mix energetici complessi e soluzioni tecnologicamente avanzate a servizio delle utenze termiche ed elettriche dell'edificio simulato (es. impianti di micro-cogenerazione, trigenerazione, impianti elioassistiti, ecc); per cui sono stati sviluppati, in collaborazione con le principali Università Italiane, i modelli matematici sia relativi alle soluzioni impiantistiche tradizionali, sia relativi a sistemi tecnologicamente evoluti. Di seguito si riporta la sintesi di alcuni modelli matematici delle soluzioni impiantistiche che verranno integrati all'interno della piattaforma ODESSE.

6.2 Modello matematico accumulo termico

Il modello matematico dell'accumulo termico è il componente di interfaccia tra il modello dell'edificio e i modelli degli impianti termici (caldaia, cogeneratore, pompa di calore, a assorbitore, ecc). L'accumulo termico è modellato all'interno della sessione impianti e consente di valutare l'inerzia nel funzionamento dei sistemi di riscaldamento e condizionamento degli edifici, in funzione del volume scelto e della coibentazione dello stesso.

La dinamica dell'accumulo termico è governato dalla seguente equazione differenziale:

$$CAP * \frac{dT_t}{d\tau} = Q_{aux} - Q_{load} - U * S * (T_t - T_a) \quad (1)$$

Dove:

- Cap: è la capacità termica dell'acqua accumulate data dal prodotto della massa per il calore specifico dell'acqua;

- Q_{aux} : la potenza fornita dal generatore ausiliario o comunque da un generatore esterno;
- Q_{load} : carico termico richiesto dall'edificio
- U : trasmittanza termica dell'involucro
- T_t : temperatura dell'acqua
- T_a : temperatura dell'aria esterno

Al fine di semplificare l'inserimento dei parametri necessari alla simulazione dell'accumulo termico, è stato introdotto un fattore di forma per esprimere la superficie disperdente dell'accumulo in funzione del volume d'acqua contenuto. Il fattore di forma (FF) utilizzato per l'accumulo termico è quello tipico per impianti termici residenziali

$$FF = S/V = 0,3;$$

$$S = FF * V;$$

E' possibile riscrivere l'equazione differenziale (1) come:

$$\frac{dT_t}{d\tau} - \frac{U * FF * V}{CAP} T_t = \frac{Q_{aux} - Q_{load}}{CAP} \quad (2)$$

Nel caso di utilizzo del modello per la simulazione dell'impianto di riscaldamento dell'edificio, con presenza di valvola a tre vie, per regolare la temperatura di mandata con la temperatura di ritorno dai radiatori, l'espressione del carico termico, Q_{load} , della (1) è data dalla seguente relazione:

$$Q_{load} : 3V * mt * cp * (T_t - T_r)$$

Dove

$3V$ può variare da 0 a 1 in funzione del comando di apertura fornito dal sistema di controllo

- mt : portata fluido lavorante, dall'accumulo verso i fancoil;
- cp : calore specifico dell'acqua
- T_r : temperatura di ritorno del fluido lavorante

Scrivendo la (2) in forma implicita si ha:

$$\dot{T}_{Tank} + kT_{Tank} = H \quad (3)$$

Dove :

$$k = \left(\frac{m * cp * 3v}{CAP} + \frac{U * FF * V}{CAP} \right)$$

$$H = \frac{(Q_{aux} + m * cp * 3v * Tr + U * FF * V * Te)}{CAP}$$

Si riporta di seguito lo schema implementato in ambiente Simulink per modellare il comportamento dinamico dell'accumulo termico integrato all'interno dello strumento di simulazione del sistema edificio impianto.

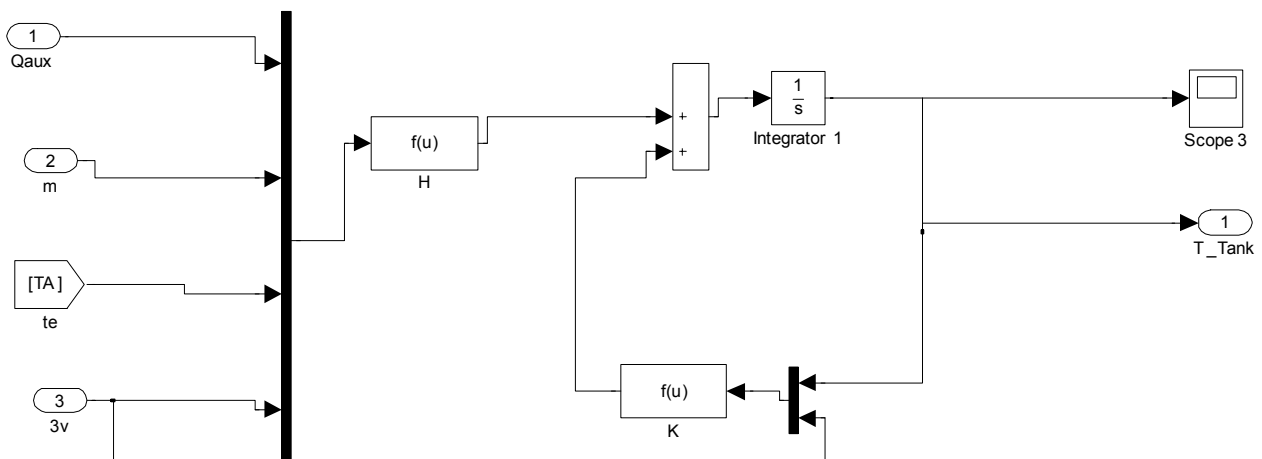


Figura 39: schema simulink : modello accumulo termico

E' stato possibile caratterizzare la dinamica dell'evoluzione termica dell'accumulo termico calcolandone la costante di tempo pari a

$$T_0 = 1/K$$

Al fine di verificare la rispondenza dinamica del modello matematico con il modello fisico, è stata simulata una risposta a gradino dell'equazione differenziale omogenea:

$$dT_t/dt + K * T_t = 0$$

con i seguenti parametri fisici dell'accumulo termico:

- Volume: 5 mc

- $U = 1 \text{ W/(mq}\cdot\text{K)}$
- $FF = 0,3 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- $m = 1870 \text{ kg/h}$
- $3v = 1$

Si riporta di seguito il modello dell'equazione differenziale omogenea implementata in Matlab/simulink per testarne la risposta a gradino:

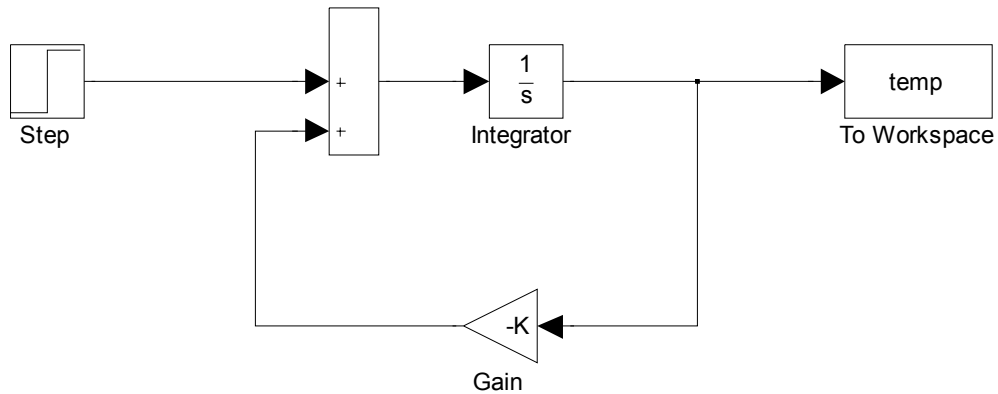


Figura 40:schema simulink risposta al gradino

Condizione iniziale:

$T_{t0} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a $T = 0 \text{ sec}$

E' stato simulato un periodo pari a 8 giorni con una sollecitazione a gradino all'inizio della seconda ora del primo giorno.

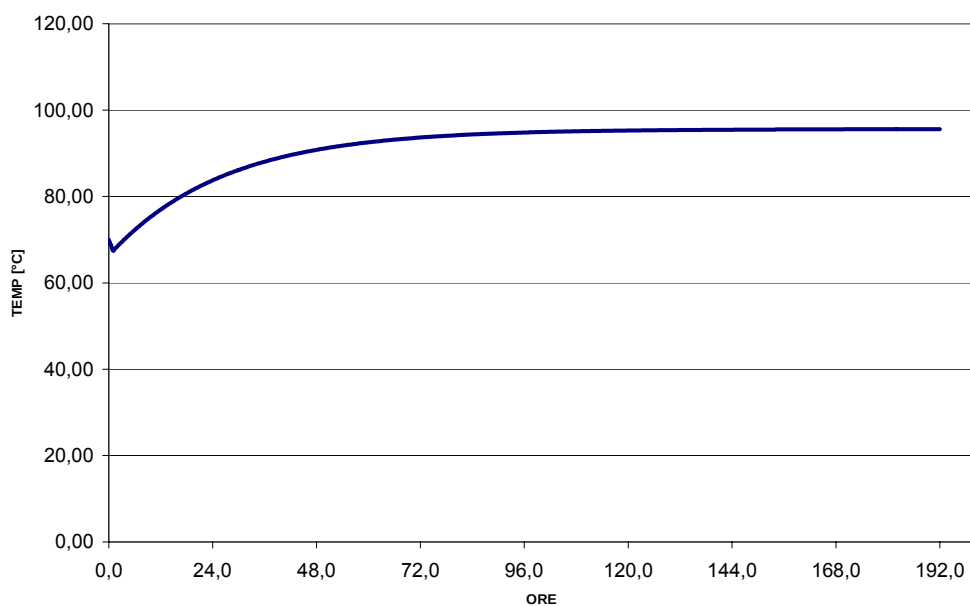


Figura 41:risposta al gradino: modello matematico accumulo termico

Come si evince dalla figura precedente, la risposta della temperatura interna dell'accumulo, alla sollecitazione a gradino, presenta una saturazione a circa 130 ore, da cui si deduce un transitorio termico pari a circa 5 giorni.

Il transitorio termico del periodo di riscaldamento dell'accumulo, come per ogni altro sistema fisico, è circa 5 volte la propria costante di tempo, τ_0 , che come precedente riportato dipende dalla costante K; sostituendo i valori si ha:

$$K = 1,04 \cdot 10^{-5}$$

$$\tau_0 = 1/K = 26,5 \text{ ore}$$

$$\text{Transitorio termico: } 26 \cdot 5 = 132,7 \text{ ore}$$

Nello schema seguente si riporto il layout dello schema a blocchi relativo al modello di un impianto termico con valvola a tre vie installata a valle dell'accumulo termico.

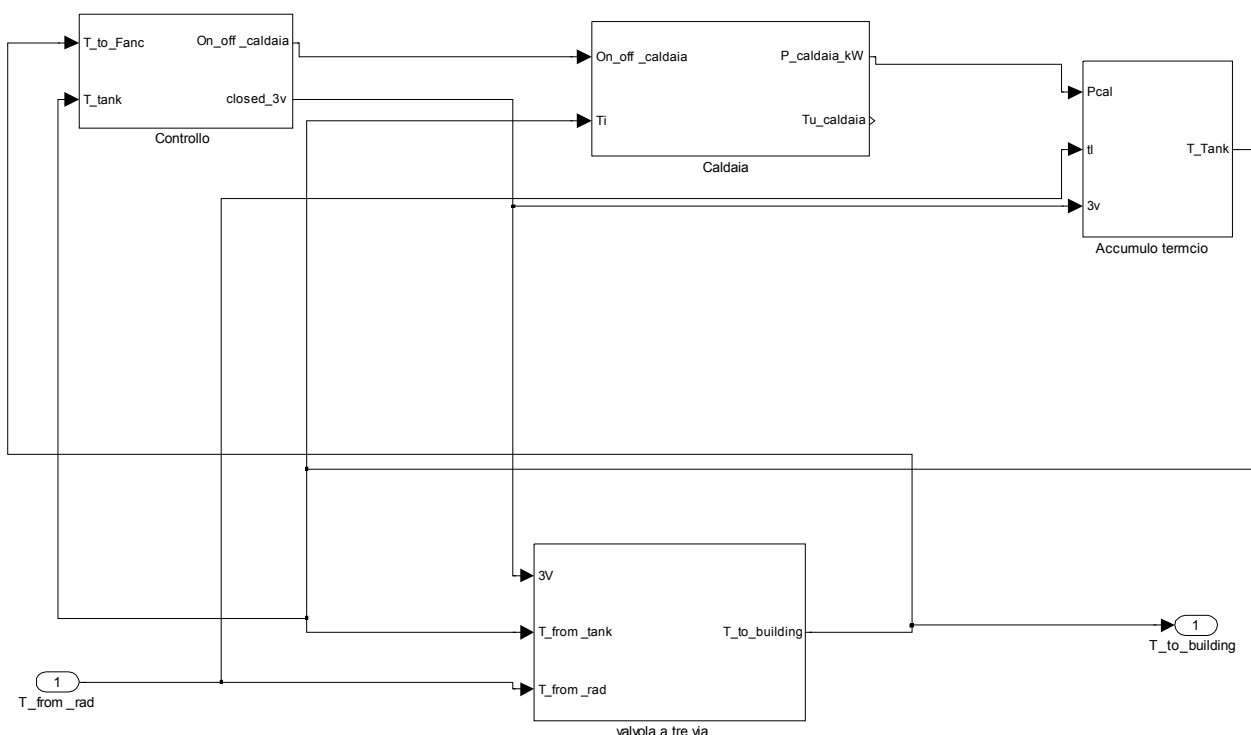


Figura 42:Layout schemi a blocchi impianto termico centralizzato

Il sistema di controllo della valvola a tre vie è implementato tramite PID, la cui uscita regola l'apertura della valvola, in funzione della differenza tra la temperatura effettiva di mandata ai sistemi terminali e la stessa temperatura di riferimento Tref.

La Tref è determinata in funzione della temperatura esterna Tamb tramite la curva riportata nel grafico seguente: all'aumentare della temperatura esterna diminuisce la temperatura di mandata.

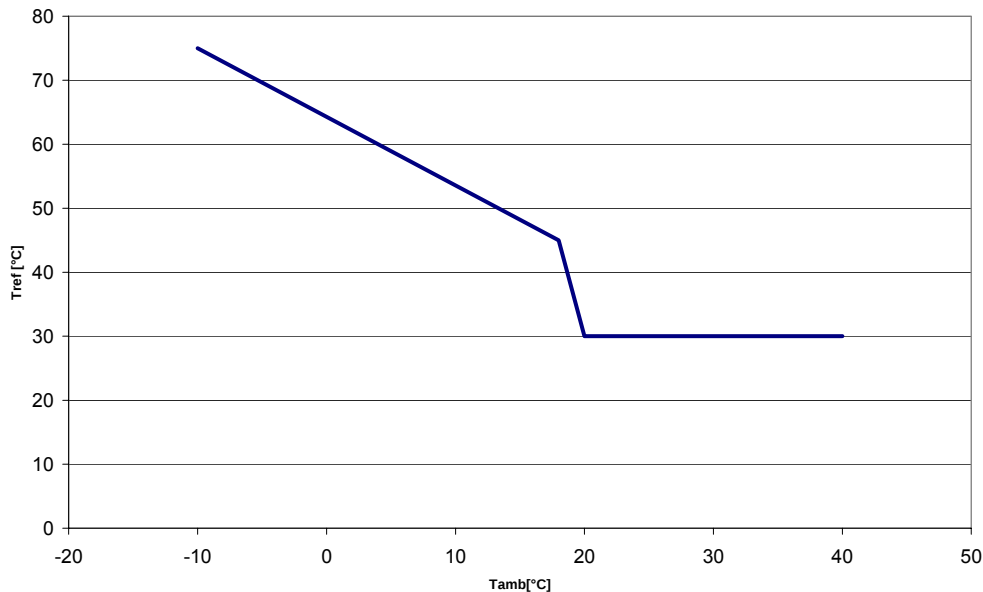


Figura 43: curva di proporzionalità Tref Vs Tamb

Fissata la temperatura di mandata, Tref, questa diventa il setpoint d'ingresso al PID come indicato nel seguente schema a blocchi in Simulink:

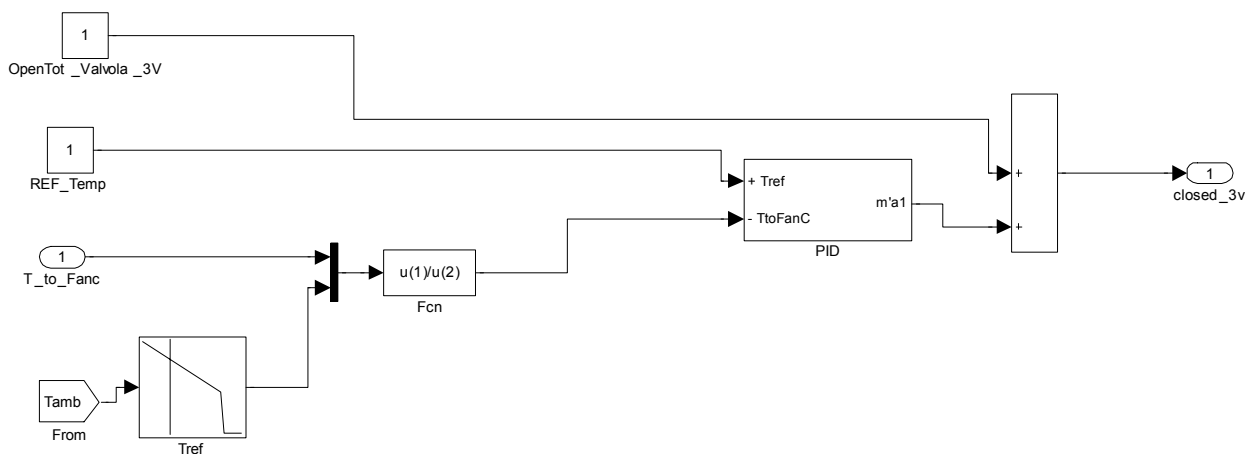


Figura 44: Normalizzazione dei segnali in ingresso al PID per la regolazione dell'apertura della valvola a 3 vie

Se la temperatura di mandata supera la temperatura, Tref, il PID agisce sulla valvola a tre vie chiudendola; l'entità dell'azione è proporzionale al rapporto tra la temperatura di mandata e la Tref.

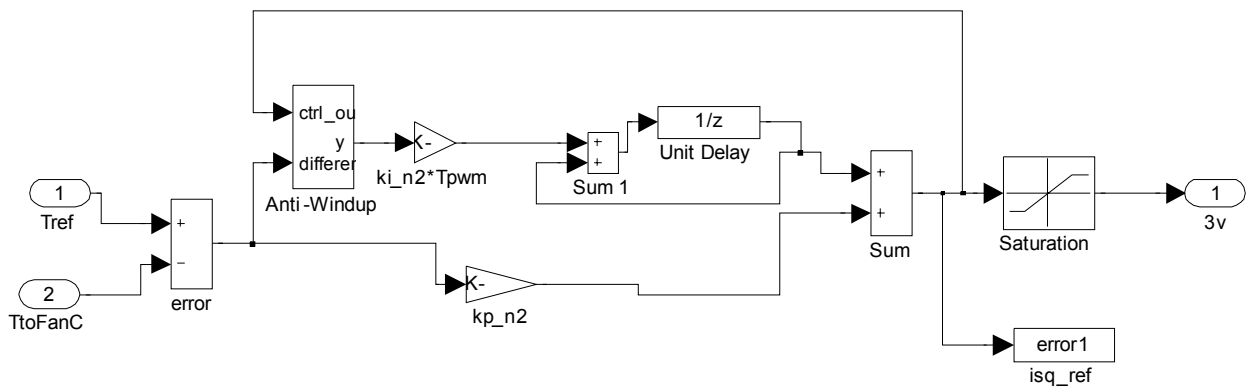


Figura 45: Schema a blocchi in Simulink del PID

Nello schema seguente è rappresentato lo schema a blocchi e le relazioni che rappresentano il funzionamento della valvola a tre vie controllata dal PID

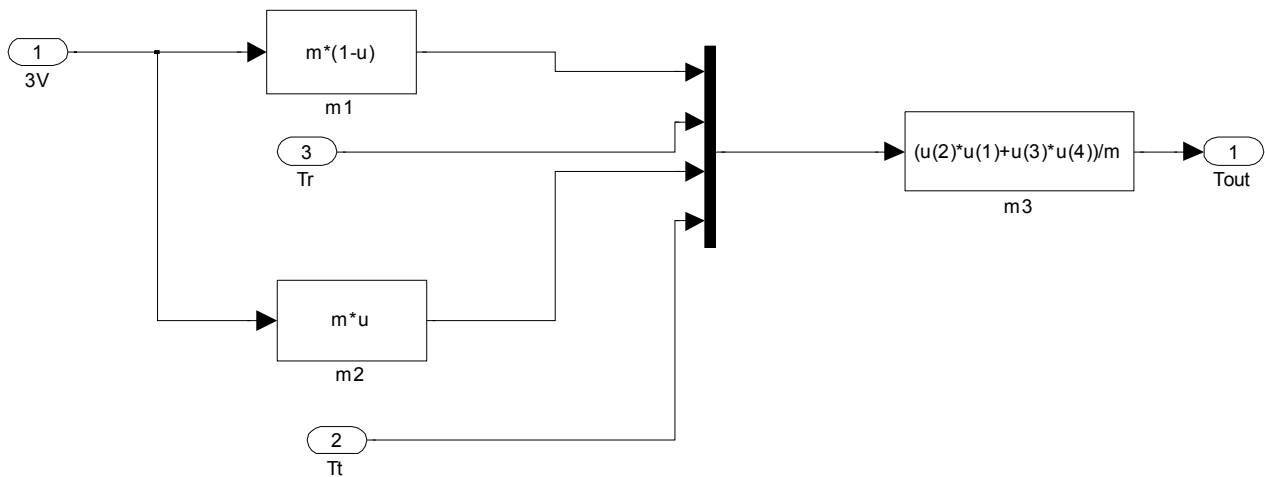


Figura 46: Modello matematico in Simulink valvola tre vie

La temperatura del fluido termovettore in uscita dalla valvola a tre vie è funzione dell'apertura della stessa valvola, dalla temperatura dell'accumulo termico e dalla temperatura di ritorno dello stesso impianto, come riportato nella seguente relazione:

$$T_{out} = Tr * (1 - 3v) + Tt * 3v$$

6.3 Modello matematico Caldaia

Il modello matematico della caldaia è suddiviso in due blocchi:

- controllo
- impianto

Nel primo blocco è implementata la strategia di controllo della caldaia con logica tipo termostato.

Un relè manda un segnale di off alla caldaia quando la temperatura dell'accumulo termico è superiore alla temperatura di riferimento, T_{ref} impostabile dall'utente; il relè va in "on" solo quando la temperatura dell'accumulo termico scende sotto la soglia di temperatura minima, T_{min} , fissata dall'utente.

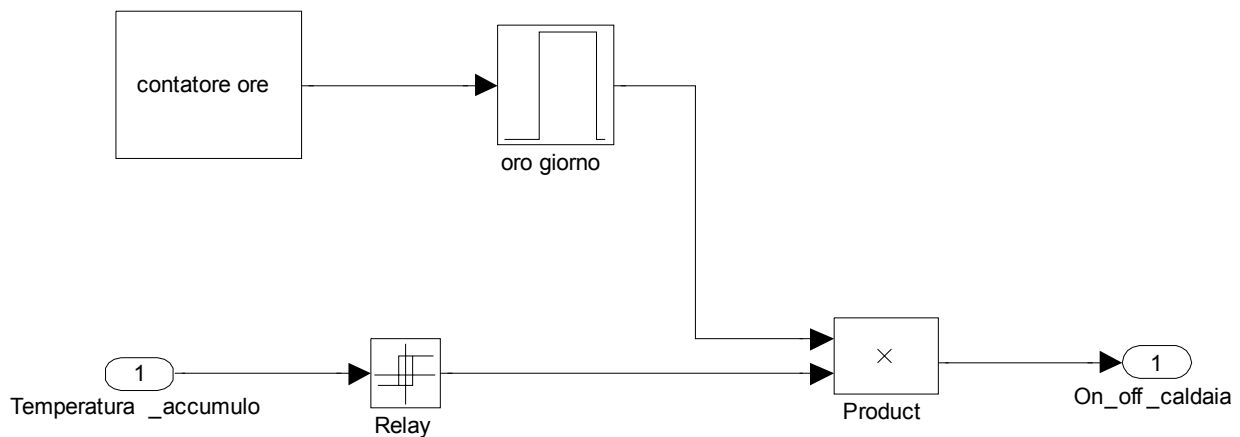


Figura 47: Schema a blocchi modello on-off caldaia

Il sistema di controllo, consente all'utente, in funzione della zona climatica di impostare il numero massimo di ore di funzionamento giornaliero, oltre le quali, il sistema di controllo spegne il funzionamento della caldaia.

Grazie al clock interno di simulink è stato possibile l'implementazione del contatore ore giorno e il calcolo del giorno dell'anno per l'individuazione del periodo di riscaldamento in funzione della zona climatica indicata dall'utente

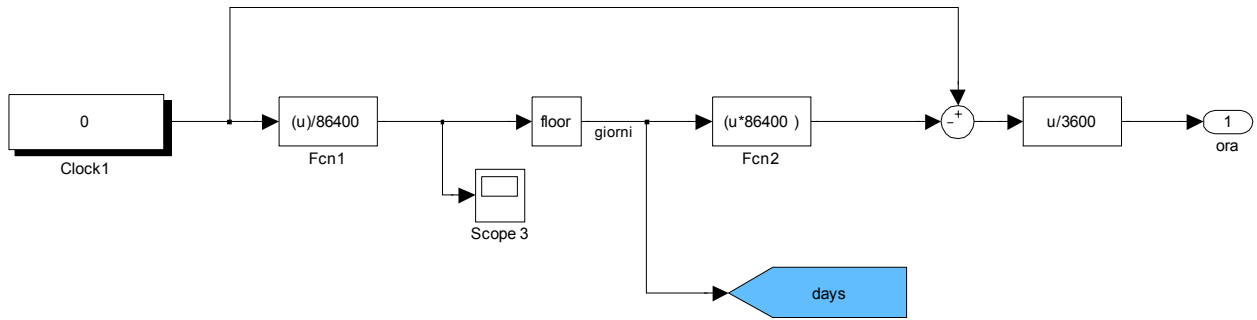


Figura 48: Schema a blocchi contatore ore del giorno da 0 – 24

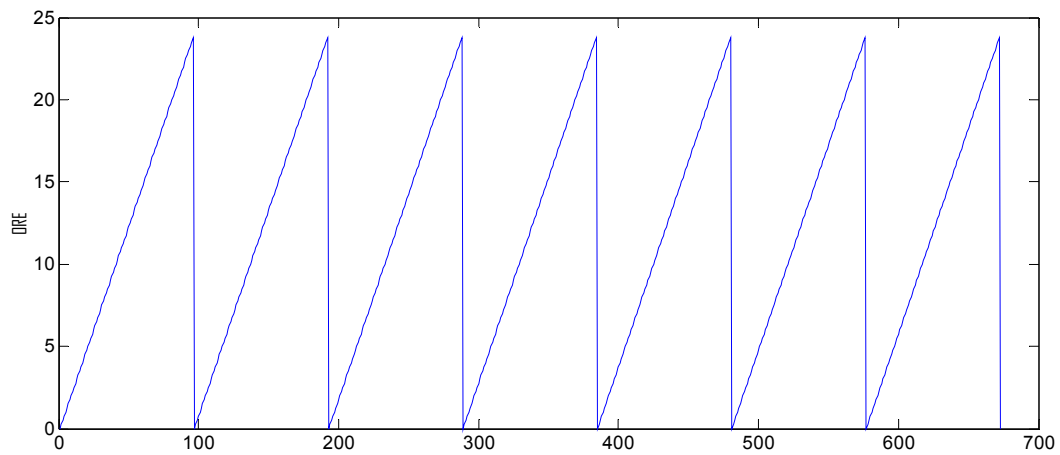


Figura 49: Segnale generato dal blocco contatore ore

Il modello matematico della caldaia consente il calcolo ad ogni time step della portata di combustibile e della potenza termica erogata in funzione del rendimento termico della caldaia modellata, del PCI e del peso specifico del combustibile bruciato.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{860}{PCI} * \frac{Pt * onoff}{rt} \quad [\text{kg/h}]$$

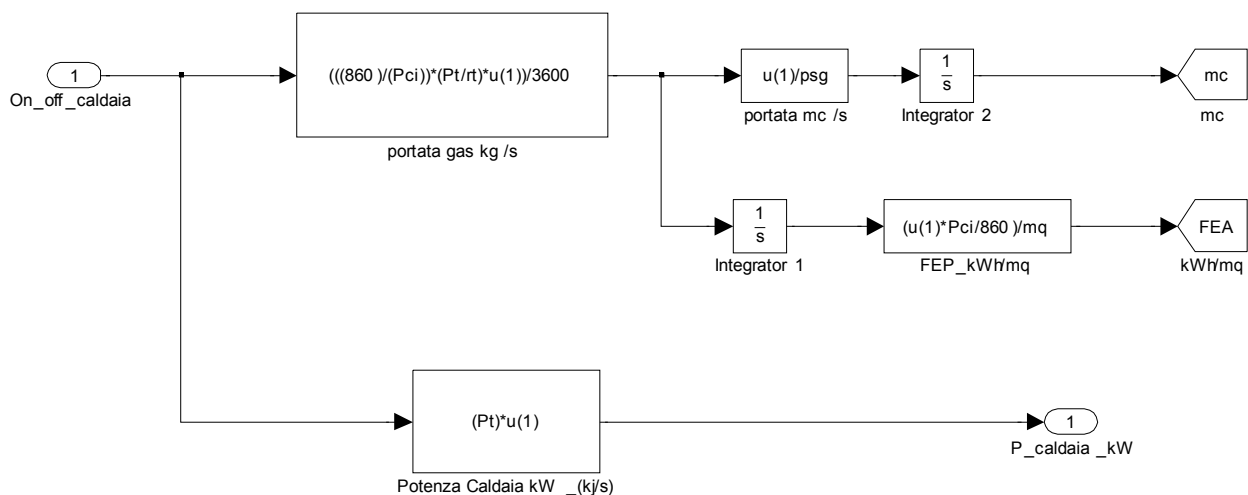


Figura 50: Modello caldaia

Il rendimento termico utile, r_t , dipende dalla caldaia scelta; nel caso di caldaia a condensazione, il rendimento termico utile dipende sia dal punto di lavoro sia dalla temperatura di funzionamento, come dalla seguente figura:

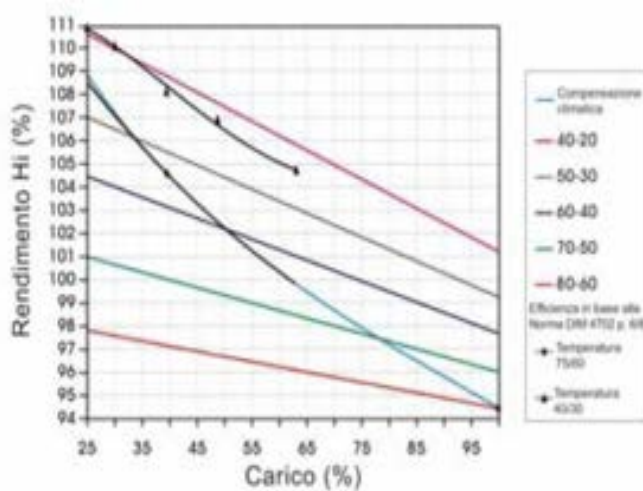


Figura 51: Rendimento Caldaia al variare del punto di lavoro

6.4 Modello matematico impianto fotovoltaico

Il simulatore fotovoltaico, valido esclusivamente per impianti integrati o parzialmente integrati negli edifici e per potenze installate fino a 200 kWp, tipo "grid connected", cioè connesso alla rete elettrica pubblica di bassa tensione in parallelo alle utenze dell'edificio. Durante la simulazione dell'impianto, una parte della potenza prodotta andrà a coprire il diagramma di carico elettrico dell'edificio simulato (determinato come descritto in precedenza), mentre la parte in eccesso della potenza prodotta verrà immessa in rete.

Per la modellazione matematica dell'impianto fotovoltaico sono state esaminate le curve caratteristiche di funzionamento di moduli commerciali mono e policristallino.

In particolare, dalle curve sperimentali, che forniscono la potenza erogata in funzione della tensione generata al variare dell'irraggiamento (a temperatura costante), come riportato nella seguente figura, è stato estrapolato il funzionamento in MPP (Maximum power point) di un inverter "tipo", valutando per ciascuna ora, al variare delle condizioni ambientali (irraggiamento temperatura costante), il massimo valore di potenza che il modulo è capace di generare.

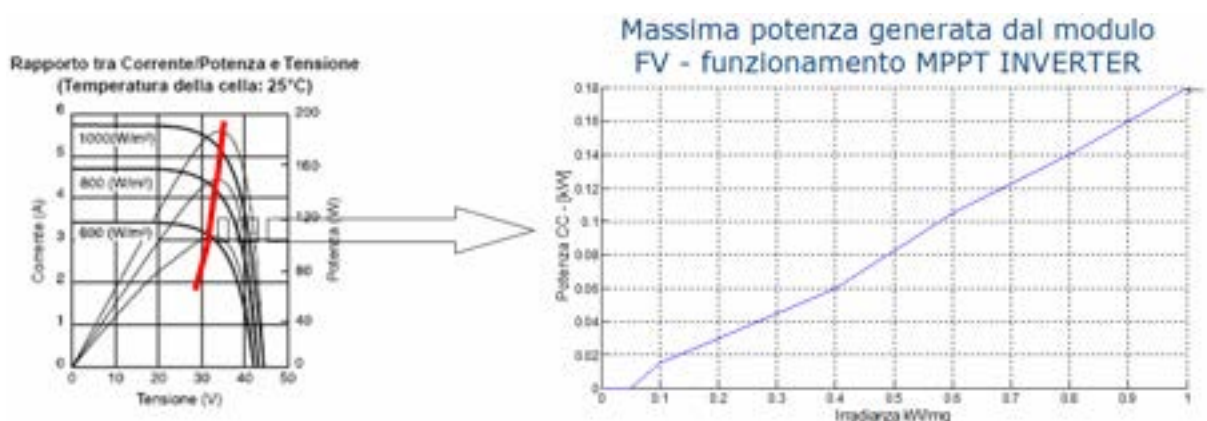


Figura 52: Estrapolazione del funzionamento in MPP del singolo modulo fotovoltaico

Normalizzando la potenza elettrica erogata in MPP rispetto alla potenza generata in condizioni standard STC (irradianza 1000 W/mq, temperatura ambiente 25°C) si è ricavato il comportamento ideale di un singolo modulo fotovoltaico da applicare alla potenza installata scelta dall'utente.

Per il calcolo dell'effettiva potenza elettrica oraria, generata in corrente alternata, il modello matematico tiene conto dei seguenti fattori:

- Perdite del generatore fotovoltaico a valle del processo di conversione dei singoli moduli per effetto della perdite ottiche, resistive, caduta sui diodi, dispersione delle caratteristiche

dei moduli (mismatch). per impianti correttamente realizzati, ammontano a non più dell'8%.

- Perdite per sovratemperatura: Al fine di migliorare la valutazione del rendimento del generatore fotovoltaico, esaminando la normativa CEI 82-25, è stata implementata la relazione che fornisce la variazione del rendimento della cella fotovoltaica e le perdite di potenza quando la cella supera la temperatura di Test Standard Condition: 25°C. Il calcolo della temperatura della cella è ricavato in funzione della radiazione solare incidente sul modulo e della temperatura ambiente, entrambi forniti dal weather generator di ODESSE. In particolare ai sensi della CEI 82-25 la perdita per sovra temperatura della cella fotovoltaica è determinata implementando in simulink la seguente relazione:

$$P_{term} = [T_{amb} - 25 + (NOCT - 20) * G_p / 800] * \gamma / 100$$

Dove si indica con

- γ :coefficiente di temperatura di potenza: variazione percentuale della P_{nom} di un generatore fotovoltaico per grado Celsius di variazione della temperatura della cella; questo parametro, fornito dal costruttore, per moduli in Si cristallino è tipicamente pari a 0,4 - 0,5%/°C.
- NOCT: Temperatura nominale di lavoro della cella: questo parametro, fornito dal costruttore, è tipicamente pari a 40°C - 50°C, ma può arrivare a 60°C per moduli in vetrocamera.
- G_p irradianza oraria, misurato sul piano dei moduli (W/m²) fornito dal weather generator di ODESSE
- T_{amb} : Temperatura ambiente oraria, fornita weather generator di ODESSE

L'irradianza oraria sul piano dei moduli fotovoltaici viene generata dal Weather Generator in funzione dell'angolo di Tilt e dell'orientamento come impostati dall'utente nella sessione parametri della piattaforma software.

- perdite per riflessione: coefficiente (K) minore di 1, che tiene conto degli eventuali ombreggiamenti sul generatore fotovoltaico, dei fenomeni di riflessione sulla superficie frontale dei moduli e della polluzione della superficie di captazione; valori tipici per K sono compresi tra 0,90 e 0,98, nel caso di impianti non soggetti a rilevanti ombreggiamenti sistematici. Nel modello il coefficiente K è stato posto costante a 0,98 non tenendo conto di nessun effetto ombreggiante.

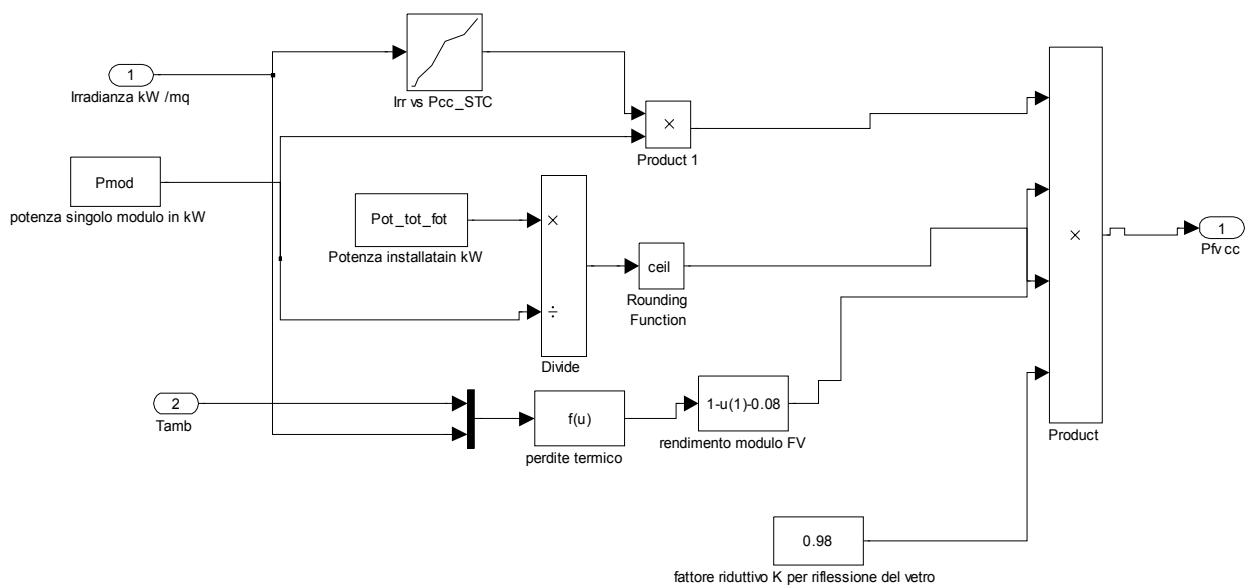


Figura 53: Modello Simulink per la determinazione della potenza elettrica prodotta dal campo fotovoltaico in cc

- perdite per conversione CC/CA (inverter): è il rendimento dell'inverter che tiene conto delle perdite per effetti resistivi, magnetici, di commutazione e di alimentazione dei circuiti di controllo; il rendimento del dispositivo di conversione statica (inverter) è stato implementato utilizzando il blocco "look up table", all'interno del quale è stata riprodotta una **tipica curva di rendimento di inverter** (come riportata dalla CEI 82-25) – Si riporta nella seguente figura la curva di rendimento inverter implementata in simulink.

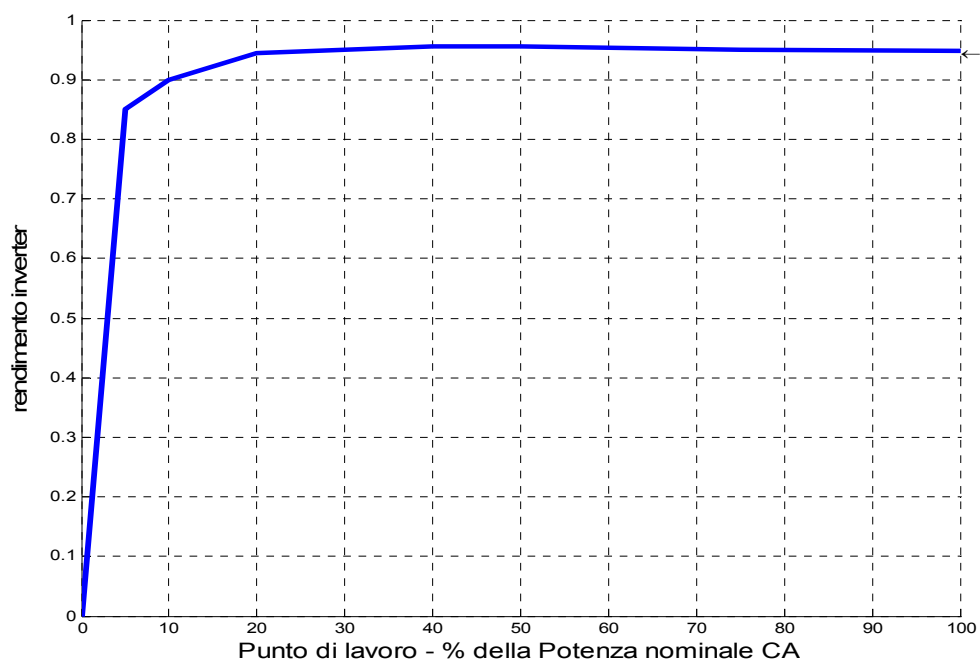


Figura 54: Curva rendimento inverter implementata in Simulink

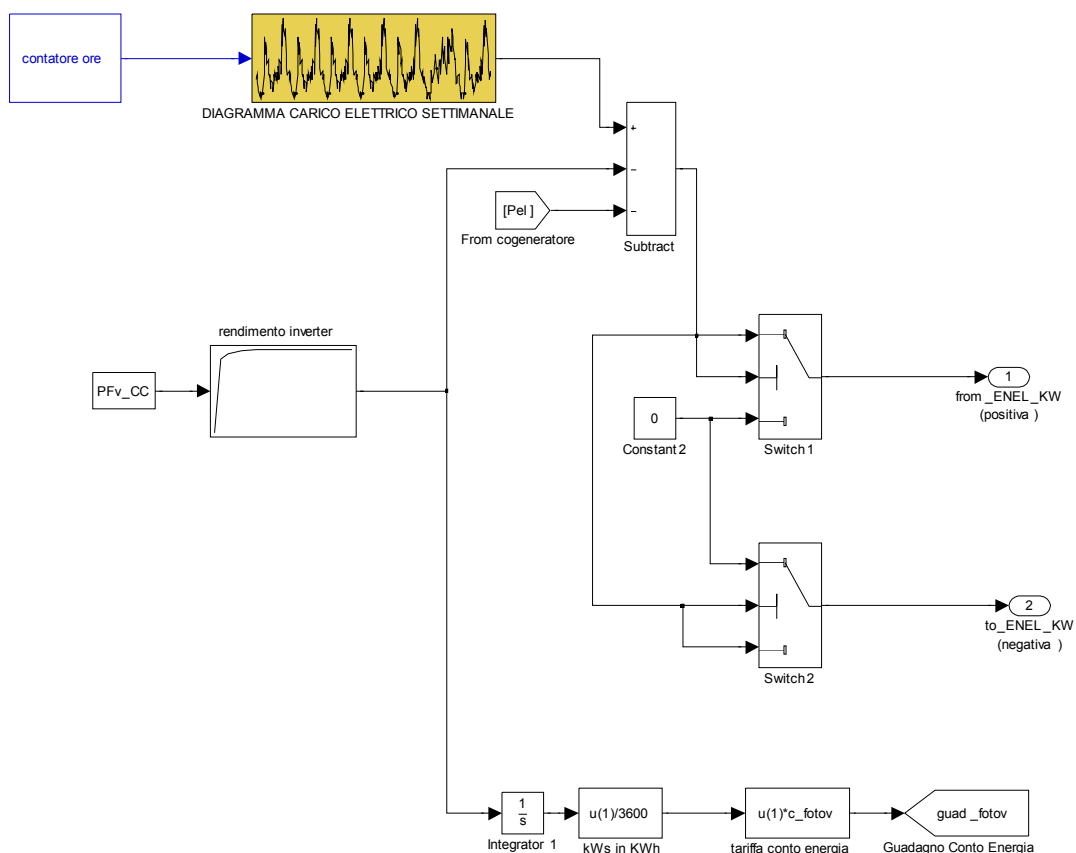


Figura 55: Modello Simulink produzione in CA della potenza prodotta dal generatore fotovoltaico - calcolo della tariffa incentivante "Conto Energia" – calcolo energia soggetta a regime di “Scambio sul posto”

Al fine di valutare l'effettivo risparmio energetico derivato dall'installazione dell'impianto fotovoltaico, è stato implementato il modulo, descritto nei paragrafi precedenti, per definire i consumi elettrici orari (escluso climatizzazione) dell'edificio simulato.

Il modello, valutando ora per ora l'effettiva potenza elettrica generata, consumata e immessa in rete è in grado di stimare con maggiore precisione, rispetto al calcolo stazionario, l'effettivo risparmio in bolletta derivato dall'installazione di un impianto alimentato dalle fonti rinnovabili installate (e/o da cogenerazione se anche a servizio dell'utenza).

La stima effettiva da parte del modello implementato dell'energia elettrica auto-consumata, dell'energia elettrica immessa in rete e l'effettiva energia elettrica prelevata dalla rete, consente di valorizzare distintamente correttamente il rimborso annuo in bolletta come da procedura indicata dalla Delibera ARG/elt 74/08: Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto.

Inoltre il modello è capace di stimare il guadagno annuo derivato dall'incentivo in "conto energia" con la relativa tariffa incentivante.

Si riporta di seguito la valutazione oraria e complessiva eseguita con il modello matematico dell'impianto fotovoltaico e del Weather Generator implementato in Simulink:

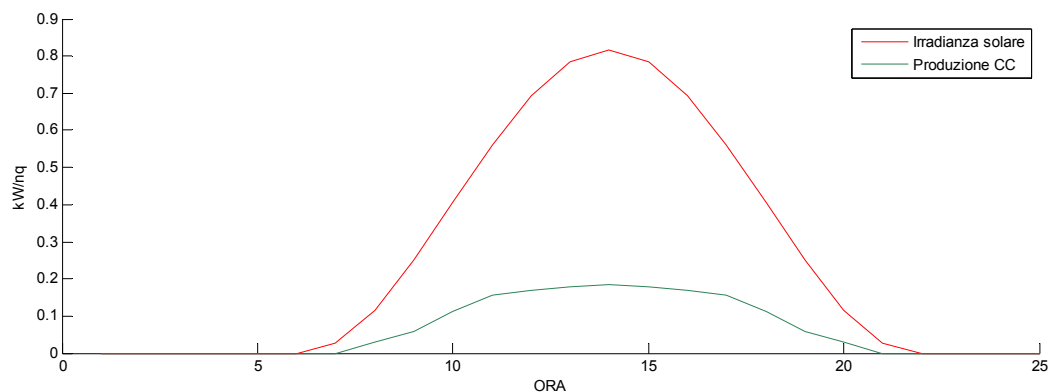


Figura 56: Simulazione oraria primo Giugno: Irradianza solare su piano del modulo - produzione potenza elettrica in cc generata dal singolo modulo

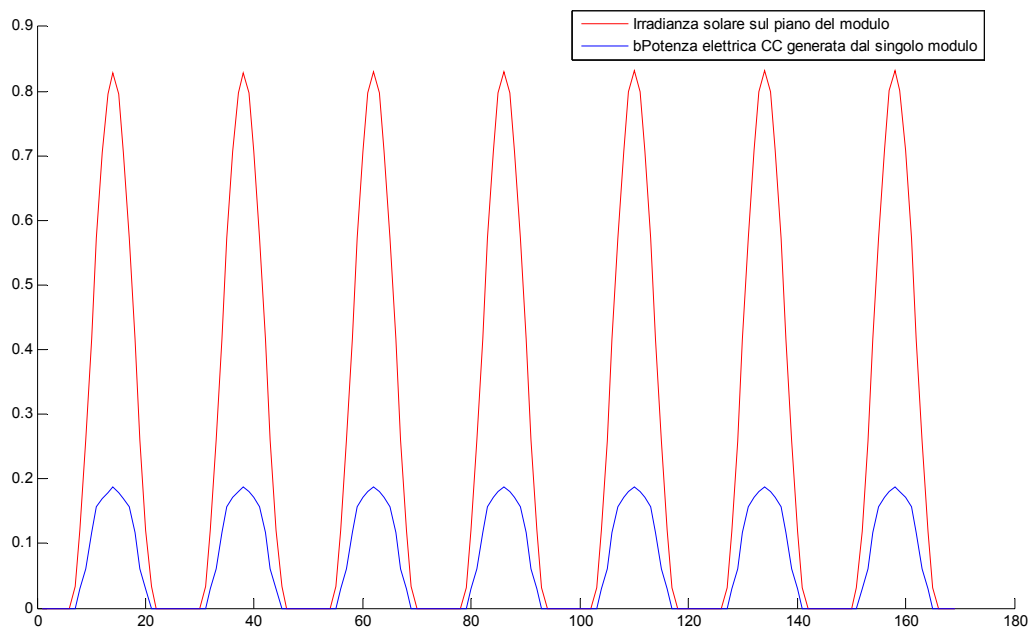


Figura 57:Prima settimana di luglio: Irradianza solare sul piano del modulo e produzione corrente continua dal modulo singolo FV

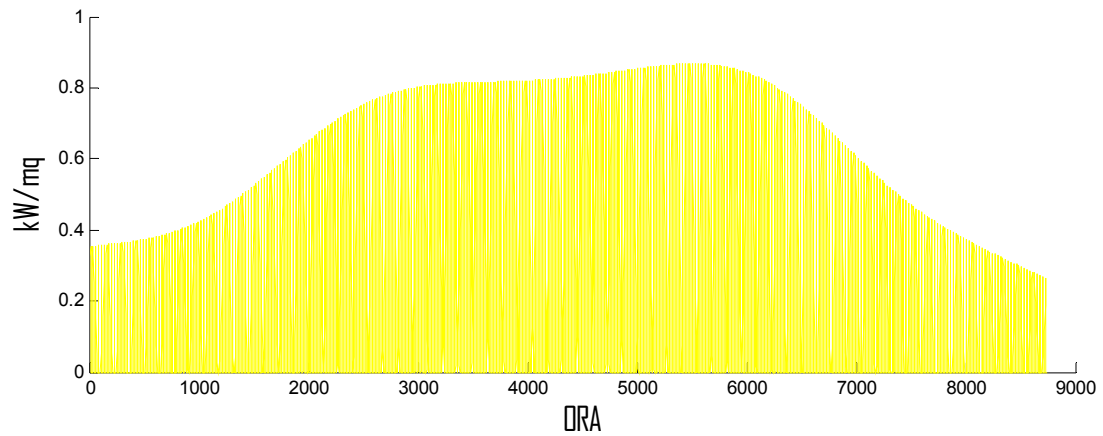


Figura 58: Irradianza oraria annua sul piano dei moduli

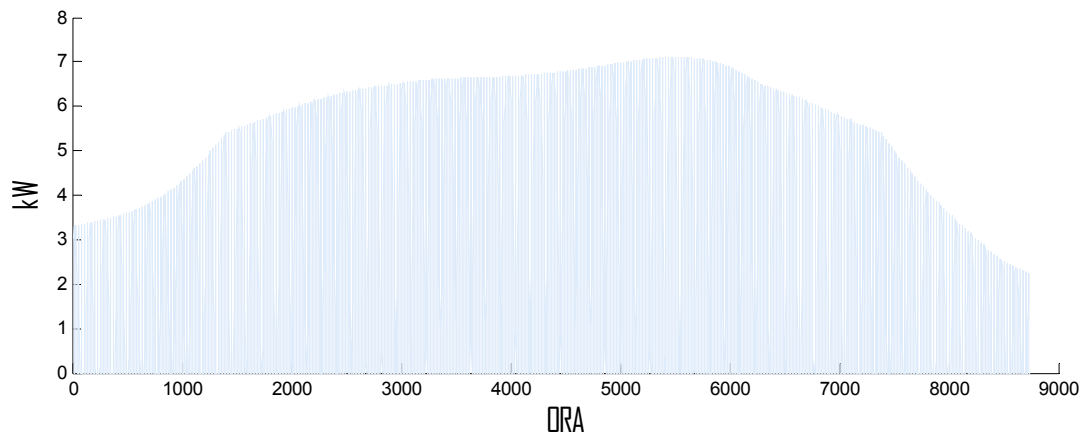


Figura 59: Impianto FV da 10 kWp : andamento potenza oraria annua

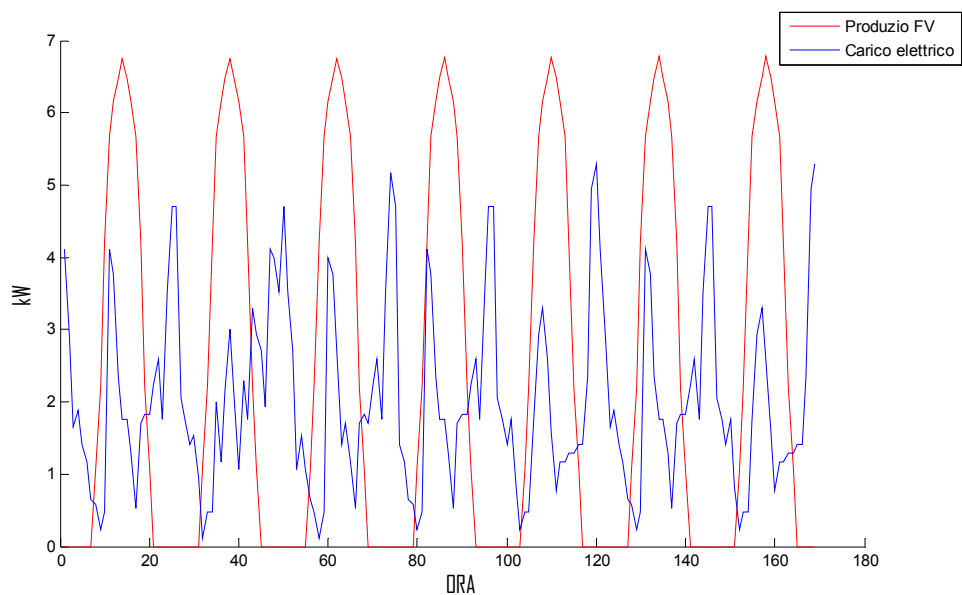


Figura 60: Produzione oraria da impianto FV con potenza installata 10 kWp - Profilo orario del carico elettrico totale (escluso condizionamento) per edificio da 300 mq

Nella seguente tabella è riportato la sintesi del calcolo energetico economico effettuato con il modello precedentemente descritto e relativo ad un impianto fotovoltaico installato su copertura di un edificio con superficie utile 300 mq nel Comune di Roma.

Bolletta elettrica annua prima dell'installazione (quota energia)	2640 kWh
Bolletta elettrica annua dopo l'installazione (quota energia)	1652 kWh
Fabbisogno elettrico annuo	17600 kWh
Produzione annua totale da impianto FV	14770 kWh
Effettiva energia auto consumata	6951 kWh
Effettiva energia elettrica immessa in rete	8182 kWh
Risparmio in bolletta per energia auto consumata	988 €
Rimborso economico bolletta (quota energia) per servizio scambio sul posto	924 €
Effettivo costo annuo energia elettrica	728 €
Ricavo da conto energia	5466 €

Tabella 9: Calcolo energetico economico impianto fotovoltaico 10 kW installato su copertura edificio da 300 mq

6.5 Pompa di calore ad assorbimento (acqua-ammoniaca)

La pompa di calore ad assorbimento (NH₃/H₂O), modellata all'interno della piattaforma di simulazione, è del tipo aria – acqua in grado di produrre:

- In riscaldamento: potenza termica 35,5 kWt, acqua calda di mandata 50°C (Temp. eterana 7°C), COP 1,4.
- In condizionamento : potenza frigorifera 16,9 kWf, temperatura acqua di mandata 7°C, (temperatura esterna 35°C), GUE 0,67.

La versione commerciale della macchina è alimentata da un bruciatore a gas naturale avente una potenza termica di 25,7 kWt con un consumo di gas di circa 25 mc/h in condizioni nominali.

Il modello matematico prevede il funzionamento della pompa di calore ad assorbimento in assetto solar cooling o in trigenerazione utilizzando i fumi esausti di un motore a combustione esterna o microturbina.

A tal proposito è stato integrato un modulo per sostituire il bruciatore con uno scambiatore di calore.

Il fluido termovettore passando nello scambiatore si raffredda fornendo il calore necessario a realizzare la separazione del vapore di ammoniaca dall'acqua.

Il modello dello scambiatore è stato implementato utilizzando la curva di efficienza ottenuta sperimentalmente dalla casa costruttrice della pompa di calore, effettuando una serie di prove sperimentali per verificare come le prestazioni della macchina variano al variare della temperatura di ingresso del fluido termovettore (olio diatermico) nello scambiatore di calore; nella figura seguente si riporta tale variazione prestazionale :

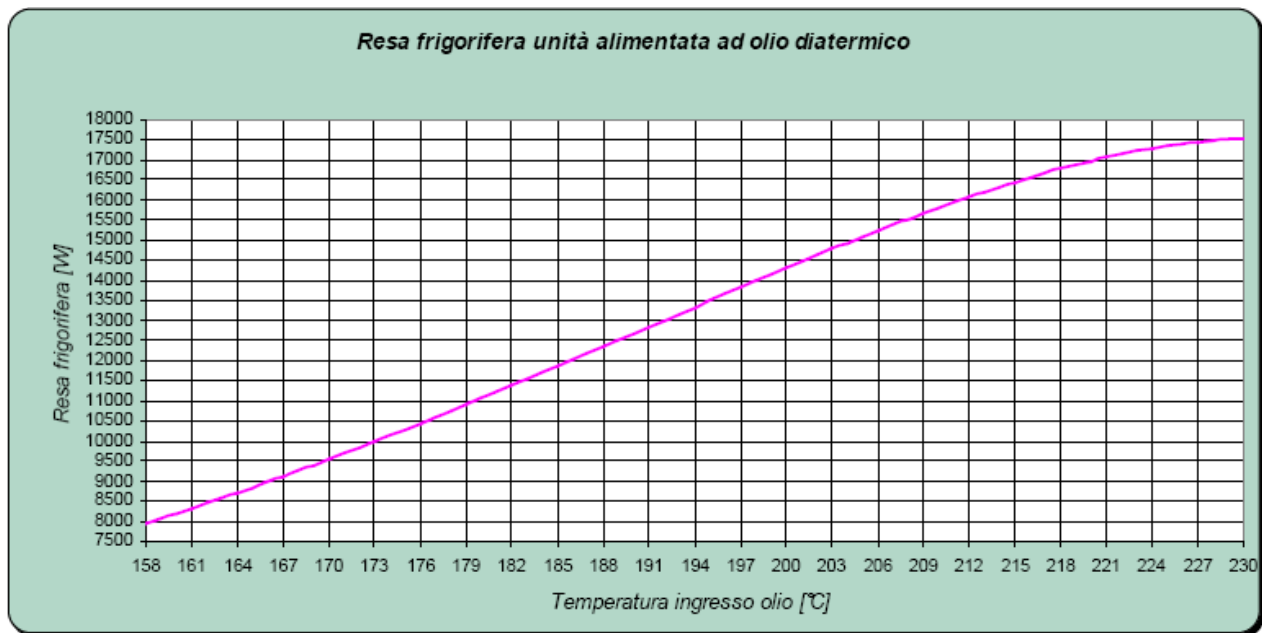


Figura 61: Curva sperimentale efficienza scambiatore di calore per pompa ad assorbimento

6.5.1 Modello matematico pompa di calore (NH₃/H₂O)

Il modello matematico, implementato in simulink, riproduce il solo funzionamento in cooling della pompa di calore esaminata.

Per valutare l'effettivo GUE (Gas Utilization Efficiency) della pompa di calore, a variare delle condizione a contorno, è stata implementata, la seguente relazione empirica :

$$GUE = k_0 + k_1 \cdot T_{mand} + k_2 \cdot T_{mand}^2 + k_3 \cdot t_{amb} + k_4 \cdot t_{amb}^2 + k_5 \cdot T_{mand} \cdot t_{amb}$$

Secondo la precedente relazione, l'efficienza della pompa di calore, nel funzionamento in cooling, dipende dalla temperatura ambiente e dalla temperatura di mandata dell'acqua refrigerante.

La temperatura ambiente è fornita dal output dal modulo del " Weather Generator" implementato all'interno della stessa piattaforma; la temperatura del acqua refrigerante

(Tmand) dipende dalla temperatura dell'accumulo termico (Ttank) e dalla potenza termica sottratta al fluido refrigerante nell'evaporatore (Pcool) secondo la formula seguente:

$$T_{mand} = T_{tank} - \frac{P_{cool}}{cp * m}$$

L'accensione e lo spegnimento della pompa di calore è regolata da due variabili:

- Il periodo di rafrescamento: è stabilito come completare al periodo di riscaldamento definito per ogni zona climatica dal "Weather Generator" secondo quanto indicato dal DPR 412/92. Il modello che calcola il periodo di riscaldamento, genera un flag (Estate) 0-1 rispettivamente se il giorno dell'anno è compreso all'interno del periodo di riscaldamento o di riscaldamento.
- la temperatura dell'accumulo termico: è stato implementato un termostato per l'accensione della pompa di calore solo quando la temperatura dell'accumulo termico sale sopra una soglia fornita come parametro del modello e fissata di default (Terf_est) a 9 °C. Nel caso di funzionamento della pompa di calore in configurazione solar cooling o trigenerazione, la produzione frigorifera viene corretta con la curva di efficienza dello scambiatore, implementata tramite look up table, il quale sostituisce il bruciatore nel generatore della macchina.

In questa fase si è utilizzata la curva di efficienza dello scambiatore di calore alimentato con olio diatermico messa a disposizione dal costruttore come riportato nella figura precedente e.

Si riporta di seguito il modello simulink della pompa di calore ad assorbimento implementato all'interno della piattaforma

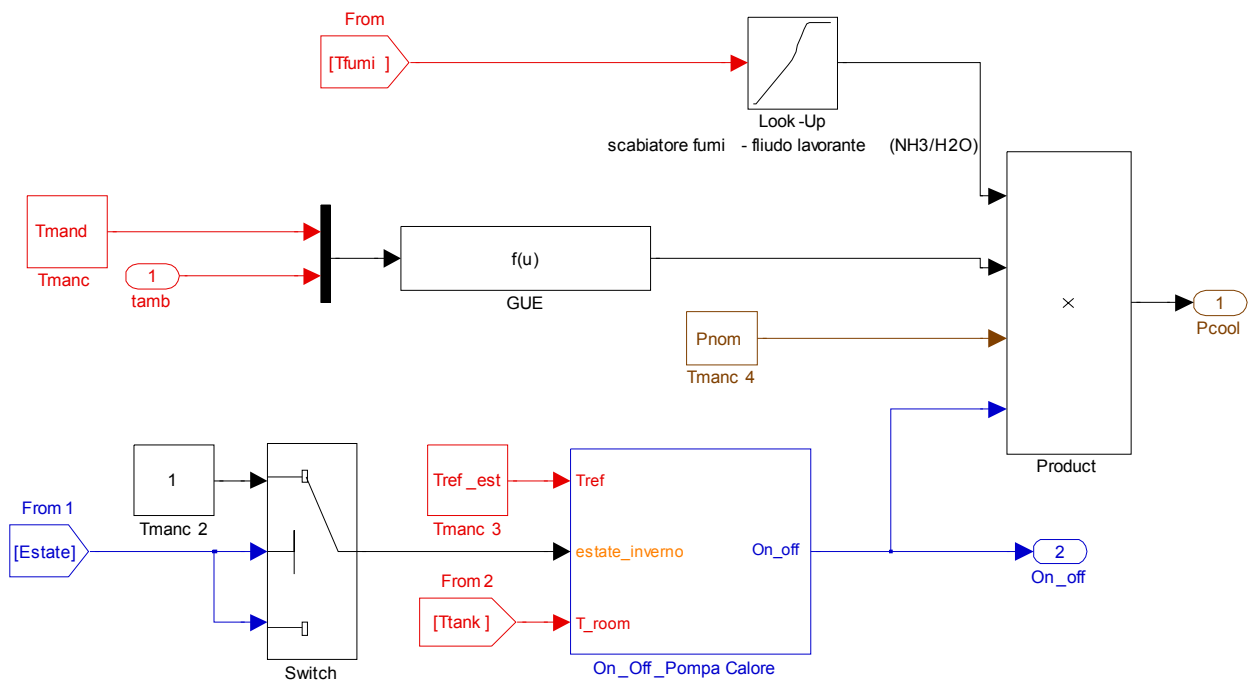


Figura 62: Schema a blocchi Simulink: Modello pompa di calore assorbimento

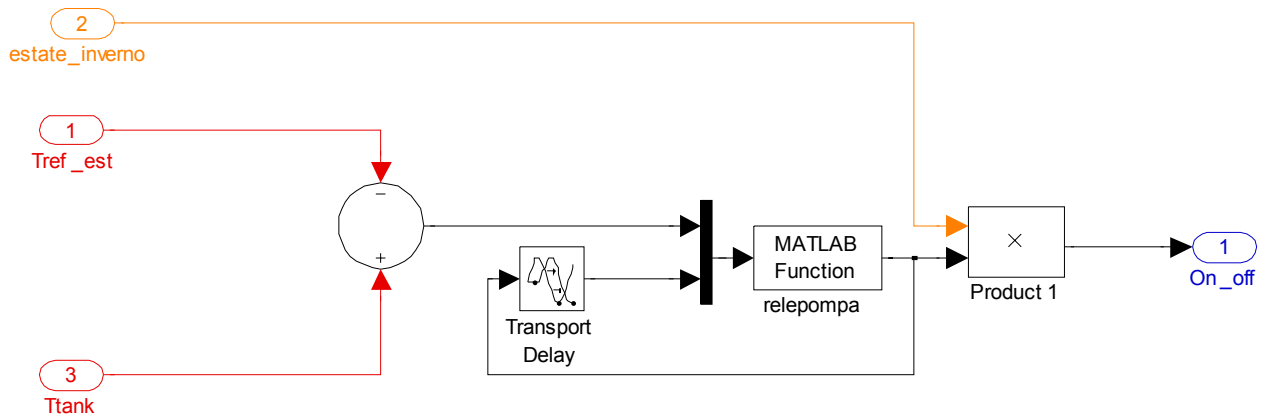


Figura 63: Schema a blocchi simulink: modello termostato pompa di calore

BIBLIOGRAFIA

- [1] Ulrike Jordan, Klaus Vajen: Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales, Task 26: Solar Combisystems - 2001
- [2] O. Perego, D. Ugo Liviero, S. Arosio, L. Colombo: Caratterizzazione sperimentale dell'impianto cogenerativo a microturbina situato al CESI; simulazione d'esercizio di un impianto analogo per utenze residenziali; valutazioni economiche. Ricerca di Sistema - 2001
- [3] S. Spelta, A. Borghetti (Università degli Studi Bologna) - Definizione del modello di carico elettrico e termico di tipiche utenze civili - RdS CESI, GENDIS/SFR/02/009, protocollo A0/038094;
- [4]: Alessio Vangelista: Tesi di Laurea climatizzazione mediante pannellisolari ad alta temperatura e pompe di calore ad assorbimento, ENEA - UNIVERSITÀ DEGLI STUDI "ROMA TRE", 2005
- [5]: M. Citterio, G. Corallo, G. Guj, A. Vangelista², B. Di Pietra: Solar air-conditioning with high temperature solar collectors and water ammonia absorption heat pump, 61st ATI National Congress –International Session "Solar Heating and Cooling" Perugia 2006
- [6] "Istituto per la tecnologia solare SPF", <http://www.solarenergy.ch/spf.php?id=spf&lang=it>
- [7] Duffie J.A. and Beckman W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes – Third Edition, Wiley-Interscience, New York
- [8] ASHRAE HANDBOOK, 1989. FUNDAMENTALS, SI Edition.
- [9] ASHRAE HANDBOOK, 2001. FUNDAMENTALS, SI Edition.
- [10] ASHRAE HANDBOOK, 2009. FUNDAMENTALS, SI Edition.
- [11] Jeffry D. Spitler, LOAD CALCULATION APPLICATION MANUAL, ASHRAE, 2009
- [12] CEI 82:25: Guida alla realizzazione di sistemi di generazione fotovoltaica collegati alle reti elettriche di Media e Bassa Tensione.
- [13] Giuliano Cammarata, Fisica tecnica ambientale, McGraw-Hill, 2007