

# POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

**Metodo a parametri concentrati per valutare le prestazioni energetiche di un ufficio all'interno dell'Energy Center**



**Relatore**

Prof. Davide Papurello

**Candidato**

Martina Sabatella

Marzo 2021



# Sommario

Il concetto di efficienza energetica è di fondamentale importanza per il raggiungimento degli obiettivi stabiliti dall'Unione Europea e per affrontare al meglio l'attuale fase di transizione energetica. Per aumentare l'efficienza energetica e ridurre i consumi degli edifici, è necessario un approccio finalizzato all'ottimizzazione del sistema edificio-impianto, coinvolgendo l'involucro edilizio, gli impianti di climatizzazione e gli altri servizi energetici presenti nella struttura. L'intervento sui sistemi di raffrescamento e riscaldamento è fondamentale dal momento che questi sono i maggiori responsabili del dispendio energetico, pesando per il 57% sui consumi energetici complessivi dell'edificio. Le soluzioni e le tecnologie a disposizione sono diverse e prevedono interventi di gestione della domanda (DSM) per garantire il bilanciamento tra domanda e offerta disponibile.

Il contributo del DSM può aiutare a garantire una maggiore flessibilità e stabilità di rete e un utilizzo più efficiente delle infrastrutture e delle risorse energetiche. Per questi scopi sono utilizzati simulatori di calcolo capaci di valutare le prestazioni energetiche degli edifici, i modelli a parametri concentrati (Lumped Parameter Model), nello specifico, sono una valida alternativa grazie al loro breve tempo di calcolo e alla minore richiesta di dati di input.

Oggetto dello studio è un ufficio situato all'interno dell'Energy Center, un centro interdipartimentale di recente costruzione che presenta numerosi impianti per la produzione di energia da fonti rinnovabili. Ad esso è stato applicato un modello a parametri concentrati con lo scopo di simulare la variazione di temperatura al suo interno e l'andamento dei carichi termici richiesti per la climatizzazione. Questa tecnica, detta anche modellazione RC o modellazione di reti termiche, si basa sull'analogia termica-elettrica e consiste nella modellazione dell'edificio come un circuito elettrico costituito da resistenze e capacità. Il modello utilizzato in questo lavoro è un modello semplificato a cinque resistenze e una capacità (R5C1), realizzato per avere un calcolo dinamico completo, rapido e sufficientemente affidabile dei consumi energetici negli edifici di qualsivoglia tipologia, sia in condizioni invernali che estive. Il metodo proposto consente di ottenere informazioni sulla variazione oraria di alcune grandezze, come la temperatura di superficie e i flussi termici sensibili e latenti. Inoltre, è uno strumento di calcolo completo sia per i bilanci termici (mensili, stagionali ed annuali) che per la determinazione dei carichi termici stagionali. I risultati ottenuti sono stati paragonati ai dati ricavati dal sistema di monitoraggio dell'edificio e hanno permesso di verificare la validità del modello.



## INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1 Consumi globali di energia primaria per fonte (Mtep), 1990-2018.....	1
Figura 1.2 Crescita dei consumi energetici e relative emissioni nel settore degli edifici.....	3
Figura 1.3 Utilizzo di combustibili fossili dal 2017 al 2050 .....	4
Figura 1.4 Tecnologie di DSM.....	5
Figura 1.5 Programmi PDDR: a) TOU b) CPP c)RTP [9].....	8
Figura 1.6 Tecniche di gestione della domanda [10] .....	9
Figura 1.7 Tecnologie di DSM e strategie associate [12] .....	9
Figura 2.1 Rappresentazione schematica delle diverse analisi temporali per i vari tipi di simulazione .....	13
Figura 2.2 Scambi termici durante il periodo di riscaldamento.....	18
Figura 2.3 Scambi termici durante il periodo di raffrescamento.....	18
Figura 2.4 Scambio termico di una parete piana opaca .....	27
Figura 2.5 Andamento della temperatura sulla superficie esterna .....	31
Figura 3.1 Fattori che influiscono sui consumi energetici dell'edificio.....	34
Figura 3.2 Principali caratteristiche dei modelli White box, Grey box, Black box (Henrik Madsen). 36	
Figura 3.3 Struttura di un software di simulazione energetica degli edifici (ASHRAE, 2005).....	37
Figura 3.4 Circuito elettrico e analogia termica.....	45
Figura 3.5 Nodo di riferimento .....	46
Figura 3.6 Modello semplificato 3R2C [41].....	48
Figura 3.7 Modello 5R1C [49] .....	50
Figura 3.8 Modello 7R2C [49] .....	50
Figura 4.1 Foto della facciata principale dell'Energy Center .....	52
Figura 4.2 Schema dei tre scambiatori collegati alla rete del teleriscaldamento con relative potenze nominali .....	57
Figura 4.3 Alimentazione del boiler da 1500 lt per la produzione di ACS .....	58
Figura 4.4 Schema semplificato dell'unità polivalente .....	59
Figura 4.5 Esempi di operazione dell'unità polivalente in base alla richiesta termica e frigorifera..	61
Figura 4.6 Energia elettrica ed energia frigorifera per il raffrescamento dell'edificio. ....	66
Figura 4.7 Energia termica per il riscaldamento. ....	67
Figura 4.8 Prospetto secondo piano dell' Energy Center .....	68
Figura 4.9 Serramento basso emissivo 170x166 cm.....	74

Figura 4.10 Serramento basso emissivo 170x82.....	74
Figura 5.1 Modello R5C1 proposto dalla UNI EN 13790 .....	76
Figura 5.2 Angoli di incidenza di una superficie orientata e inclinata .....	84
Figura 5.3 Circuito R5C1 con temperatura interna imposta.....	92
Figura 6.1 Apporti solari giornalieri (stagione invernale) .....	99
Figura 6.2 Apporti solari giornalieri (stagione estiva).....	100
Figura 6.3 Andamento della temperatura interna in evoluzione libera a gennaio .....	104
Figura 6.4 Andamento giornaliero delle temperature in output a gennaio .....	105
Figura 6.5 Andamento della temperatura interna in evoluzione libera a luglio .....	106
Figura 6.6 Andamento giornaliero delle temperature in output a luglio .....	107
Figura 6.7 Andamento medio orario della potenza termica per una settimana di gennaio.....	109
Figura 6.8 Andamento della temperatura interna in evoluzione forzata a gennaio .....	110
Figura 6.9 Energia termica giornaliera per una settimana di gennaio. ....	111
Figura 6.10 Andamento orario settimanale del carico di raffrescamento in evoluzione forzata. ..	112
Figura 6.11 Energia frigorifera giornaliera per una settimana di luglio.....	113
Figura 6.12 Andamento orario della temperatura interna in evoluzione forzata per un giorno del mese di luglio .....	114
Figura 6.13 Andamento orario della temperatura interna con modalità inversa durante una settimana di gennaio. ....	117
Figura 6.14 Errore sulle temperature calcolate con la modalità inversa nel mese di gennaio. ....	118
Figura 6.15 Temperature in output in modalità inversa a gennaio.....	118
Figura 6.16 Andamento settimanale della temperatura interna con modalità inversa a luglio ....	119
Figura 6.17 Distribuzione degli errori sulle temperature con modalità inversa nel mese di luglio	120
Figura 6.18 Temperature in output in modalità inversa a luglio .....	120

## INDICE DELLE TABELLE

Tabella 3.1 Classificazione dei metodi per l'analisi energetica degli edifici (ASHRAE, 2009) .....	41
Tabella 3.2 Analogia elettro-termica .....	44
Tabella 4.1 Parametri energetici caratteristici delle apparecchiature installate nella centrale termica .....	55
Tabella 4.2 Terminali di erogazione con rispettiva ubicazione e potenze richieste.....	63
Tabella 4.3 Temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua richiesti dalle utenze .....	64
Tabella 4.4 Principali grandezze caratteristiche dell'ambiente considerato .....	68
Tabella 4.5 Stratigrafia parete esterna (orientata a NE).....	70
Tabella 4.6 Stratigrafia partizioni interne .....	71
Tabella 4.7 Stratigrafia parete esterna (orientata a SE) .....	72
Tabella 4.8 Stratigrafia Soffitto .....	73
Tabella 4.9 Principali caratteristiche dei componenti trasparenti. ....	74
Tabella 4.10 Dati climatologici .....	75
Tabella 4.11 Carichi interni .....	75
Tabella 4.12 Dati tecnici impianti a soffitto e UTA .....	75
Tabella 6.1 Dati geometrici e termofisici delle pareti.....	98
Tabella 6.2 Conduttanze e altri dati per il modello R5C1 .....	98
Tabella 6.3 Esempio del file di input .....	101
Tabella 6.4 Vettori di input del modello .....	102
<i>Tabella 6.5 Errori calcolati per la modalità forzata. ....</i>	<i>115</i>



# INDICE

---

1	Introduzione .....	1
1.1	Contesto applicativo della tesi .....	1
1.2	Gestione della domanda di energia .....	5
1.2.1	Tecnologie .....	5
1.2.2	Strategie .....	8
1.3	Struttura dell'elaborato.....	11
2	Fabbisogni energetici dell'edificio .....	13
2.1	Analisi in regime stazionario .....	14
2.2	Normativa UNI TS 11300 .....	16
2.2.1	Calcolo fabbisogno di energia termica per riscaldamento e raffrescamento .....	17
2.2.2	Calcolo scambi termici per trasmissione e ventilazione .....	20
2.2.3	Coefficienti globali di scambio termico.....	21
2.2.4	Calcolo degli apporti termici .....	22
2.2.5	Calcolo dell'extra flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste.....	24
2.3	Analisi in regime dinamico .....	26
2.3.1	Inerzia termica e regime sinusoidale .....	27
2.3.2	Parametri termici dinamici .....	29
2.3.3	Metodi per l'integrazione di Fourier.....	31
3	Modellazione energetica degli edifici .....	33
3.1	Input e fattori che influiscono sul modello .....	34
3.2	Modello energetico e previsione .....	36
3.2.1	Metodo diretto .....	36
3.2.2	Metodo inverso.....	38
3.2.3	Panoramica sui principali metodi di analisi energetica .....	41
3.3	Modello a parametri concentrati .....	43

3.3.1	Analogia elettrotermica .....	44
3.3.2	Evoluzione dei modelli a parametri concentrati.....	47
3.3.3	Confronti con altri modelli .....	50
4	Caso studio: Energy Center.....	52
4.1	Descrizione dell'edificio.....	53
4.1.1	Tecnologie installate .....	55
4.1.2	Sottostazione del teleriscaldamento .....	56
4.1.3	Serbatoi per accumulo termico .....	57
4.1.4	Gruppo polivalente geotermico.....	59
4.1.5	Terminali di erogazione.....	62
4.1.6	Consumi di energia per il raffrescamento .....	66
4.1.7	Consumi di energia per il riscaldamento .....	67
4.2	Descrizione Ufficio.....	68
4.2.1	Componenti opachi.....	69
4.2.2	Componenti trasparenti.....	74
4.2.3	Dati climatici.....	75
4.2.4	Apporti interni.....	75
4.2.5	Impianto di climatizzazione .....	75
5	Metodologia.....	76
5.1	Presentazione del modello R5C1 .....	76
5.2	Definizione delle conduttanze e della capacità termica .....	78
5.2.1	Conduttanza di ventilazione, $H_{VE}$ .....	78
5.2.2	Conduttanza di trasmissione attraverso le finestre, $H_{TR,W}$ .....	78
5.2.3	Conduttanza di trasmissione delle pareti opache, $H_{TR,OP}$ .....	79
5.2.4	Conduttanze di accoppiamento, $H_{tr,em}$ e $H_{tr,ms}$ .....	80
5.3	Definizione dei flussi termici scambiati.....	83

5.3.1	Apporti interni, $F_{INT}$ .....	83
5.3.2	Fattore geometrico $R_b$ .....	83
5.3.3	Apporti solari, $F_{SOL}$ .....	85
5.3.4	Flusso di energia al nodo $T_{SI}$ .....	86
5.3.5	Flusso verso il nodo $T_S$ .....	87
5.3.6	Flusso verso il nodo $T_M$ .....	87
5.4	Soluzione del modello R5C1 .....	88
5.4.1	Soluzione del modello in evoluzione libera .....	88
5.4.2	Soluzione del modello con Temperatura interna imposta .....	91
5.4.3	Evoluzione mista .....	94
5.4.4	Soluzione del modello con modalità inversa .....	95
6	Risultati .....	97
6.1	Input del modello .....	97
6.2	Evoluzione libera .....	103
6.2.1	Caso invernale .....	104
6.2.2	Caso estivo .....	106
6.3	Evoluzione forzata .....	108
6.3.1	Caso invernale .....	109
6.3.2	Caso estivo .....	112
6.4	Modalità inversa.....	116
6.4.1	Caso invernale .....	117
6.4.2	Caso estivo .....	119
7	Conclusioni.....	122
8	Bibliografia .....	124



# 1 INTRODUZIONE

---

## 1.1 CONTESTO APPLICATIVO DELLA TESI

Il sistema energetico globale sta vivendo una fase di profonda trasformazione, guidata dall'aumento della domanda di energia e dall'innovazione tecnologica, dal cambiamento climatico e da nuovi scenari geopolitici. Nel corso degli ultimi trent'anni i consumi globali di energia hanno avuto una crescita in valore assoluto superiore al 70%, con tassi di incremento annuo pari in media all'1,9%.

[1]

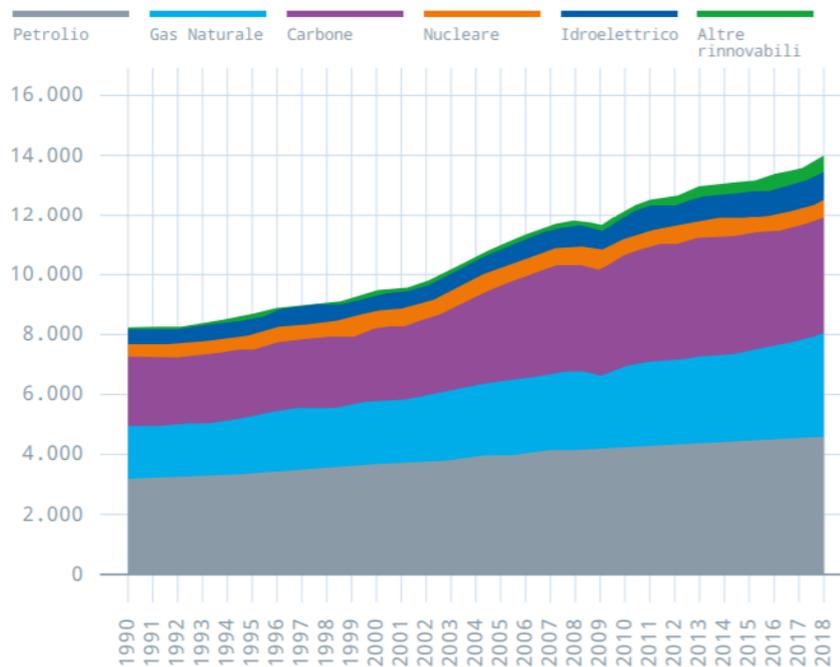


Figura 1.1 Consumi globali di energia primaria per fonte (Mtep), 1990-2018.

Dalla Figura 1.1 è evidente come, nonostante le tendenze registrate nel corso degli ultimi anni mostrino la progressiva affermazione delle energie rinnovabili, tra il 1990 e il 2018 l'incidenza delle diverse fonti sulla composizione dei consumi globali di energia è rimasta sostanzialmente stabile.

Questo, sommato all'aumento dell'intensità carbonica e al conseguente surriscaldamento globale, mostra con chiarezza che il modello su cui si è fondato il sistema energetico negli ultimi decenni difficilmente sarà sostenibile in futuro. Se infatti si continuasse a crescere seguendo l'attuale trend, i consumi di energia nel 2040 sarebbero del 38% più elevati rispetto ad oggi, le emissioni di CO<sub>2</sub> risulterebbero maggiori del 23% e l'innalzamento delle temperature globali potrebbe raggiungere un livello capace di rendere irreversibili gli impatti sull'ambiente. [1]

Grazie alla crescente e diffusa consapevolezza di questi fattori è maturata la necessità di definire politiche globali mirate al contenimento delle emissioni e ad una rapida decarbonizzazione in tutti i settori. In questo contesto l'Unione Europea ha assunto sin dagli anni '90 un ruolo di leadership a livello internazionale nel disegnare politiche energetiche e ambientali che promuovessero l'innovazione, trovando il giusto compromesso tra crescita economica e salvaguardia degli ecosistemi. Per rispondere alla sfida della decarbonizzazione nel prossimo decennio e dare seguito agli impegni assunti nell'Ambito dell'Accordo di Parigi, l'Unione Europea ha messo a punto il "Clean Energy Package", un sistema di norme che fissa tre nuovi obiettivi da raggiungere entro il 2030 [1] :

- riduzione almeno pari al 40% delle emissioni di gas serra rispetto ai livelli del 1990;
- incidenza delle fonti rinnovabili sul consumo finale di energia almeno pari al 32%;
- miglioramento dell'efficienza energetica, con una riduzione almeno pari al 32,5% dei consumi di energia primaria rispetto allo scenario tendenziale.

In questo contesto ciascuno Stato membro ha provveduto a elaborare entro il dicembre 2018, una proposta di Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC) per il periodo 2021-2030 che stabilisca le politiche necessarie a raggiungere in modo efficace i target fissati a livello europeo.

Gli edifici svolgono un ruolo fondamentale in questa fase di transizione energetica. Il fabbisogno di energia nel settore edile è responsabile del 30% del consumo di energia globale ed è in costante aumento, in particolare per quanto riguarda l'energia elettrica. Le emissioni derivanti dall'uso di elettricità sono aumentate di oltre il 35% tra il 2000 e il 2017, soprattutto a causa della crescente domanda per il condizionamento (Figura 1.2). [2]

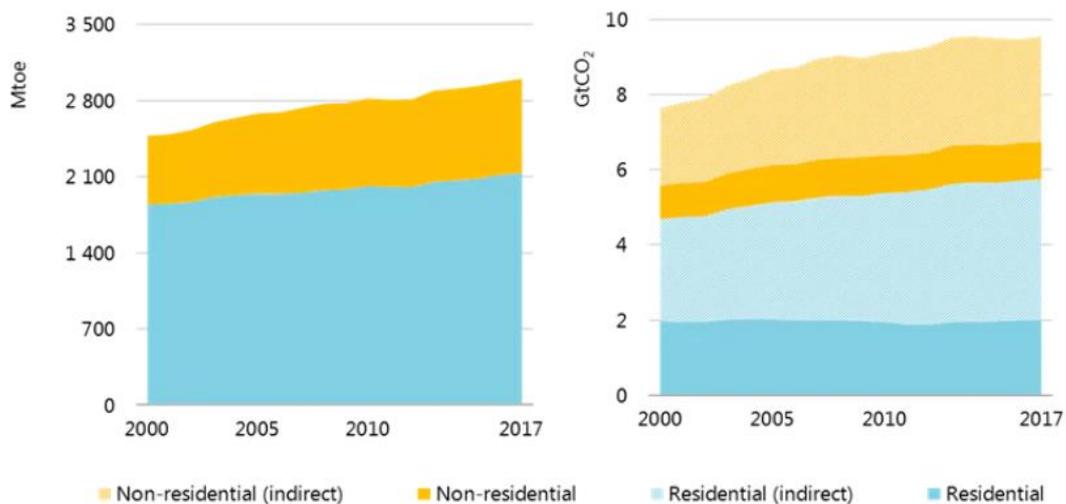
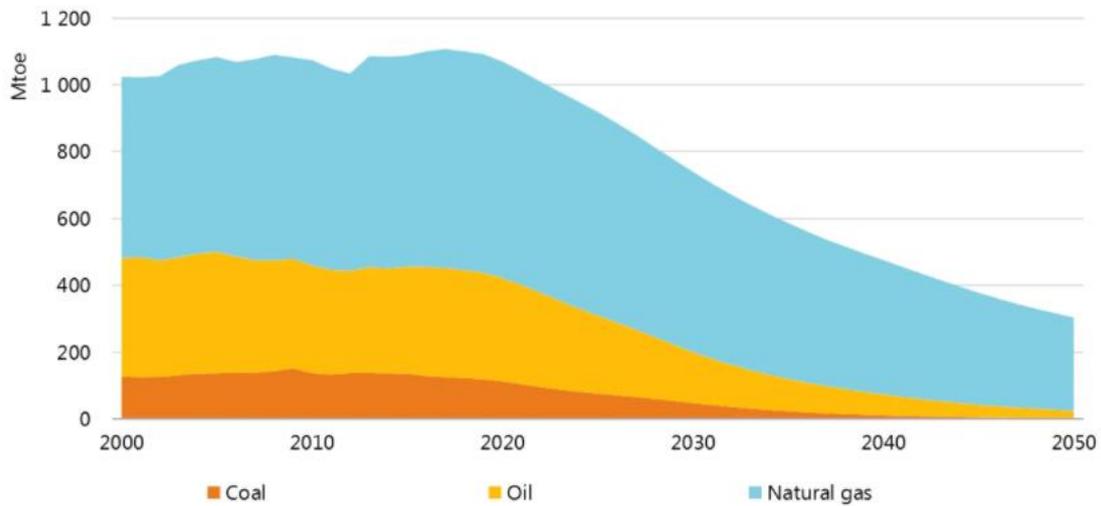


Figura 1.2 Crescita dei consumi energetici e relative emissioni nel settore degli edifici

Circa il 28% delle emissioni totali di CO<sub>2</sub> è legato al settore residenziale, ma è prevista una diminuzione del 75% entro il 2050, grazie all'eliminazione quasi totale del carbone, alla riduzione dell'85% del consumo di petrolio e al calo del 50% della domanda complessiva di gas naturale. [2]

La maggior parte dei consumi negli edifici è dovuto alla climatizzazione degli ambienti per mantenere il giusto livello di comfort termico ed è per questo che ha sempre più importanza il concetto di efficienza energetica e di gestione della domanda. Grazie alle nuove tecnologie a basse emissioni di carbonio e alle modifiche dell'involucro edilizio è possibile avere un risparmio dei consumi energetici di quasi il 30% fino al 2050. Inoltre come si evince da Figura 1.3 è prevista entro il 2050 una diminuzione del 10% della quota di combustibili fossili e una diminuzione del 50% nell'uso di gas naturale.



*Figura 1.3 Utilizzo di combustibili fossili dal 2017 al 2050*

La domanda di elettricità nel settore edile è in continua crescita ed entro il 2050 rappresenterà quasi il 55% del consumo totale di energia negli edifici. Questa crescita, in mancanza di apparecchiature efficienti e di gestione della domanda, potrebbe mettere in crisi il sistema elettrico. L'impatto può essere ridotto utilizzando apparecchiature ad alta efficienza energetica e gestendo il lato della domanda, portando così ad una maggiore flessibilità del sistema di alimentazione e una maggiore penetrazione delle fonti di energia rinnovabili.

## 1.2 GESTIONE DELLA DOMANDA DI ENERGIA

Con il termine Demand Side Management (DSM) si fa riferimento ad una serie di tecnologie, strategie e programmi riguardanti il lato della domanda, per riuscire a controllare o far diminuire il consumo di energia e per raggiungere alcuni obiettivi come la riduzione di emissioni e un aumento dell'uso di risorse rinnovabili. La continua diffusione di queste ultime sta portando ad un graduale cambiamento nel mondo della gestione energetica, sottolineando l'importanza della gestione della domanda e portando ad un adattamento dei consumi in base alla disponibilità di potenza generata. La gestione della domanda viene infatti utilizzata per bilanciare la generazione intermittente delle risorse rinnovabili, quando offerta e domanda non coincidono. [3]

### 1.2.1 Tecnologie

Le tecnologie capaci di creare una rete energetica più dinamica, pulita ed efficiente sono l'Efficienza Energetica (EE), la gestione della domanda (Demand Response) e la generazione distribuita (DG) e verranno discusse dettagliatamente in seguito. Questi programmi offrono ai consumatori l'opportunità di svolgere un ruolo essenziale nel funzionamento della rete energetica e sono divisi in due macro gruppi in base al tipo di intervento, che può essere temporaneo o permanente, come schematizzato in Figura 1.4. [4]

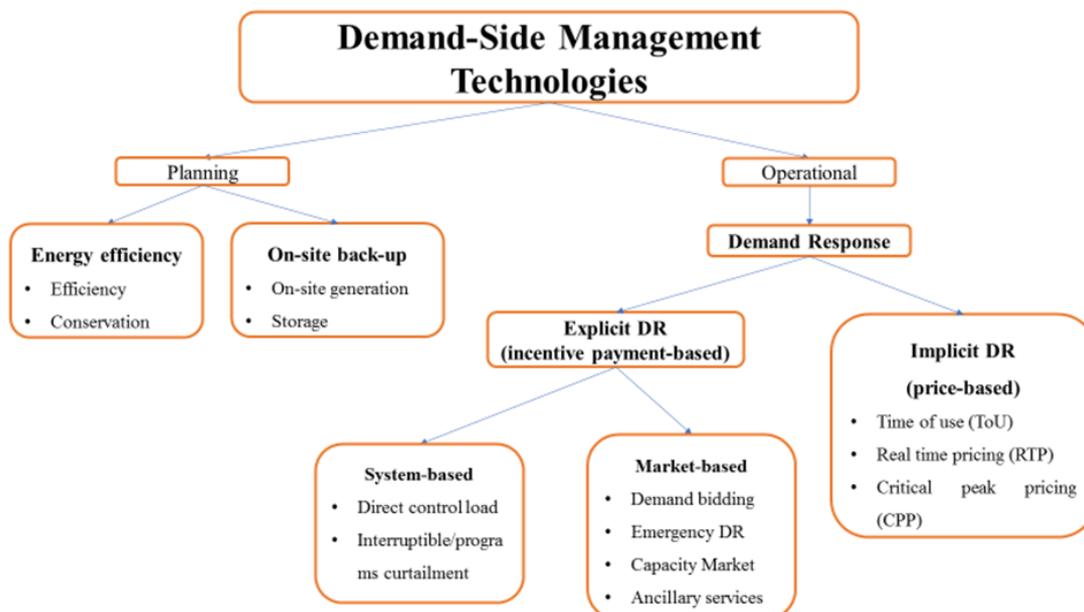


Figura 1.4 Tecnologie di DSM

### ***Efficienza energetica***

La prima strategia riguardante la gestione della domanda è il miglioramento dell'efficienza energetica, classificata da Xia et. Al. [5] in quattro categorie differenti, in base al tipo di intervento.

Per indicare i diversi tipi di efficienza è stato coniato il termine POET (*Performance, Operation, Equipment e Technology efficiency*). Per *Technology efficiency* si intende l'efficienza legata alla conversione di energia, al processo, alla trasmissione e all'utilizzo, mentre l'*Equipement efficiency* è relativa all'efficienza dei singoli prodotti energetici e alla loro capacità, alle specifiche, ai limiti e alla manodopera. Il termine *Operation efficiency* fa riferimento alla configurazione dei diversi componenti dell'impianto, che può essere il dimensionamento, la regolazione del tempo di funzionamento e l'abilità dei tecnici nel controllo dell'impianto. Infine *Performance efficiency* riguarda i costi, la produzione, le risorse energetiche e l'impatto ambientale.

### ***Generazione distribuita***

La generazione distribuita rappresenta un settore chiave nel campo della sostenibilità ambientale ed è molto importante per la trasmissione e la distribuzione di energia. Le centrali elettriche convenzionali, come le centrali a carbone, a gas o nucleari, così come le dighe idroelettriche e le centrali solari su larga scala, sono centralizzate e spesso richiedono la trasmissione di energia elettrica su lunghe distanze. Al contrario, i sistemi DER (risorse energetiche distribuite) sono tecnologie decentralizzate, modulari e più flessibili, che si trovano vicino al carico che servono e tipicamente utilizzano fonti di energia rinnovabile. Le fonti rinnovabili sono considerate una sorgente intermittente di elettricità in quanto non possono garantire un flusso di energia costante nel tempo. Con l'utilizzo di fonti alternative il sistema è diventato di tipo decentralizzato e il fatto di avere impianti lontani, comporta dei problemi di distribuzione dell'energia, di controllo della rete e di sviluppo di queste fonti. [6]

La soluzione a questi problemi risulta essere la generazione distribuita, ovvero unità produttive di varia grandezza distribuite in maniera omogenea nel territorio per avere una minore dispersione di energia lungo la rete e averne una maggiore affidabilità. Le soluzioni sono due, la generazione in loco e lo stoccaggio. La generazione in loco riguarda tutte le unità produttive installate e collegate direttamente all'utente che possono essere a potenza fissa o variabile. Nel caso di potenza fissa, la produzione può essere controllata in base alla domanda. Contrariamente, per le "tecnologie

intermittenti” (come pannelli solari o turbine eoliche), non è possibile controllare la produzione, e lo stoccaggio permette a queste fonti di essere sempre disponibili. [7]

### ***Demand Response***

Per risposta alla domanda si intende qualsiasi metodo reattivo o preventivo per ridurre, appiattare o traslare la curva della domanda. È rappresentata da una serie di programmi che permettono al consumatore di rispondere ai segnali di mercato, come la variazione del prezzo dell'elettricità o la sua disponibilità nel tempo, aumentando o riducendo il proprio consumo energetico. Per questo motivo è considerato uno dei tipi di DSM in cui l'utente diventa partecipante attivo della gestione energetica. L'obiettivo è quello di rispondere ai picchi di offerta o di domanda elettrica, consentendo una maggiore flessibilità e stabilità di rete e un utilizzo più efficiente delle infrastrutture e delle risorse energetiche. L'energia è difficilmente stoccabile su larga scala e, pertanto, l'equilibrio tra fornitura e domanda può talvolta essere delicato. Ad esempio, la richiesta energetica durante la stagione estiva può diventare davvero importante. Adesso, con il Demand Response, gli operatori di rete hanno una concreta alternativa alla produzione di ulteriore energia da immettere nella rete e gli utenti che saranno capaci di ridurre il proprio consumo verranno ricompensati economicamente. [8]

La risposta alla domanda di energia è basata su incentive-based programs e su price-based programs.

Con *Incentive-based programs* si fa riferimento a quei programmi di controllo utilizzati in caso di problemi di rete o di alti prezzi dell'elettricità e grazie ai quali gli utenti vengono pagati per ridurre il carico in un determinato momento. Si tratta di tecnologie riguardanti il controllo diretto del carico, tariffe ridimensionate e contratti interrompibili, e tutti i programmi per rispondere alla domanda in caso di emergenza o in base alla capacità del mercato.

*Price-based programs* sono invece quei programmi che hanno l'obiettivo di appiattare il più possibile la curva della domanda in base alla variabilità delle tariffe (il prezzo è più basso nei periodi fuori picco e maggiore nei periodi critici). Questo insieme di programmi comprende [9]:

- **Critical Peak Pricing (CPP):** I clienti pagano una quota fissa durante l'anno, mentre nei giorni in cui la rete non è stabile i prezzi sono più alti per non incentivare il consumo. Gli utenti vengono comunque avvisati dell'aumento di prezzo con un giorno di anticipo.

- Real Time Pricing (RTP): si tratta di una tariffa flessibile, i clienti vengono avvisati sull'andamento dei prezzi orari in un determinato periodo in modo da avere una migliore gestione dei carichi.
- Time Of Use(TOU): viene assegnata una tariffa ad ogni fascia oraria, che sarà più alta nelle ore di picco e più bassa durante le ore di stabilità della rete.

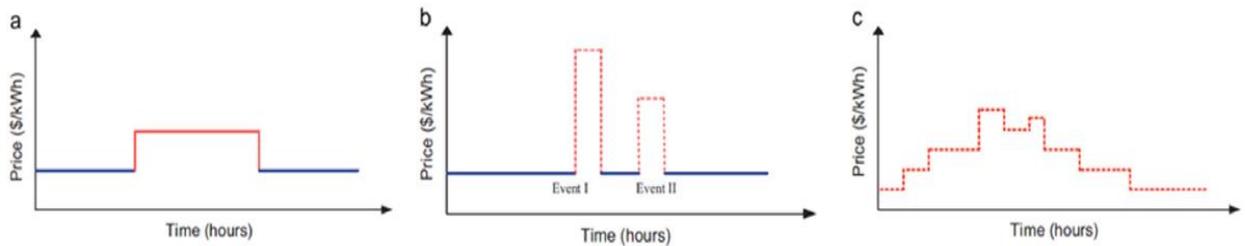


Figura 1.5 Programmi PDDR: a) TOU b) CPP c)RTP [9]

Dunque, il vantaggio di queste nuove pratiche di gestione consiste proprio nella possibilità di generare ricavi per l'azienda e nel trasformare il cliente in una risorsa che partecipa all'affidabilità e all'efficienza del mercato energetico, permettendogli di essere ricompensato in base alla propria flessibilità.

### 1.2.2 Strategie

Le strategie del DSM sono classificate in base alla capacità di modificare la forma del carico per ottimizzare i consumi. Nella seguente figura si possono vedere le differenti tecniche di intervento sul profilo di carico.

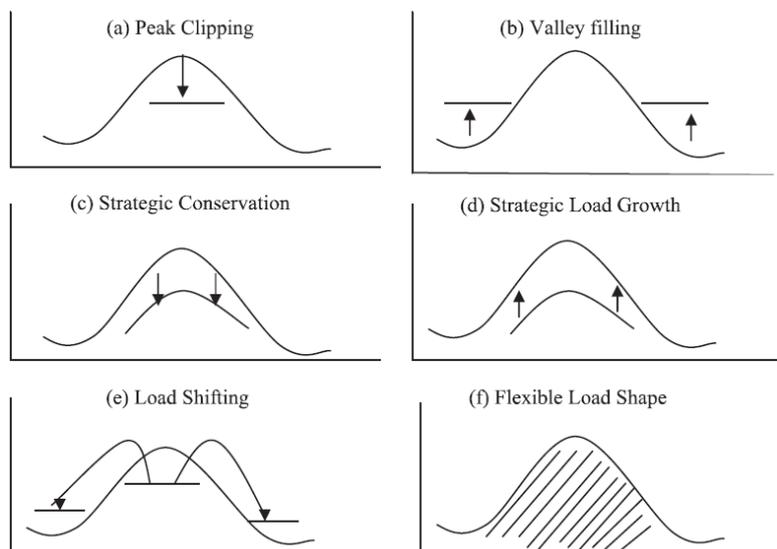


Figura 1.6 Tecniche di gestione della domanda [10]

Per Peak clipping si intende la riduzione della domanda nelle ore di punta; mentre la tecnica del Load Shifting prevede lo spostamento del picco dalle ore di punta a quelle in cui il carico è minimo. Entrambe portano ad un appiattimento della curva di carico.

La Valley filling, invece, si focalizza sulle condizioni di minimo carico e può essere utile, ad esempio, per l'alta produzione da fonti rinnovabili quando c'è poca richiesta.

La Strategic Conservation è legata all' Efficienza Energetica nel caso in cui porta ad una riduzione dei consumi di energia, mentre la Strategic Load Growth vede ad un aumento dei consumi come nel caso della diffusione di veicoli elettrici.

Con la strategia di Flexible Load Shape si parla di carico flessibile, legato essenzialmente alla capacità di bilanciare domanda e offerta. Questo può essere ottenuto attraverso la variazione di un servizio in cambio di incentivi, o con carichi ridimensionati. [11]

Per ottenere la modifica del carico bisogna adottare una delle tecnologie elencate nel paragrafo precedente e mostrate in Figura 1.7.

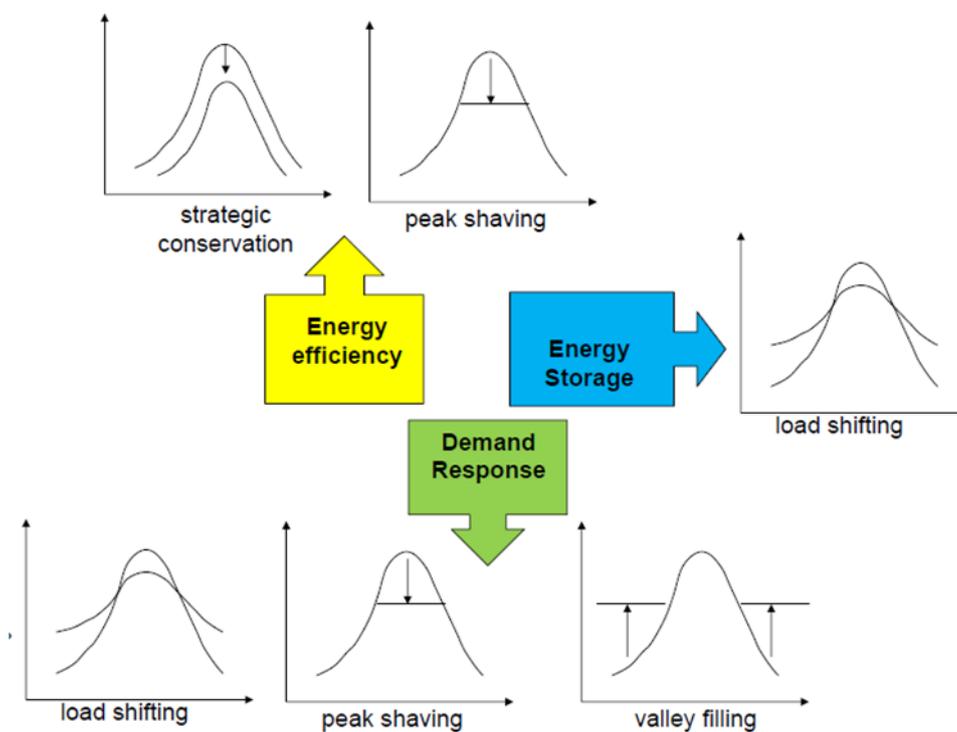


Figura 1.7 Tecnologie di DSM e strategie associate [12]

Le tecnologie DSM ad alta efficienza energetica ci permettono di ottenere un risparmio energetico e una riduzione del carico complessivo e perciò del carico massimo (peak shaving). Ciò che permette invece lo spostamento del carico nel tempo (load shifting) sono i sistemi di accumulo.

I programmi di Demand Response utilizzano la variazione di prezzo dell'elettricità per indurre l'utente a spostare il carico nelle ore in cui il prezzo è inferiore (ore non di punta), avendo così una sorta di riempimento a valle (valley filling) e di conseguenza una riduzione del picco dell'intero sistema di alimentazione. [12]

### 1.3 STRUTTURA DELL'ELABORATO

Il presente lavoro di tesi consiste nello sviluppo di un modello a parametri concentrati per l'analisi dei consumi energetici degli edifici pubblici. A tal proposito è stato studiato il modello R5C1, un metodo orario che risulta essere un rapido e valido strumento per il calcolo dei fabbisogni energetici per il riscaldamento e il raffrescamento. L'edificio in esame è l'Energy Center, un centro interdipartimentale del Politecnico di Torino; il modello è stato applicato ad un ufficio al suo interno e i risultati, valutati in condizione di reale esercizio, sono stati paragonati ai dati storicizzati dal sistema di monitoraggio.

Di seguito si elencano i contenuti trattati nelle diverse sezioni dell'elaborato:

- Capitolo 2: la trattazione è interamente dedicata alla simulazione energetica in regime stazionario e in regime dinamico, evidenziando i vantaggi e gli svantaggi di entrambi i metodi di simulazione. È stata presentata nel dettaglio la norma UNI TS 11300 che definisce una procedura semplificata per il calcolo dei fabbisogni energetici con metodi definiti statici. In seguito, è stata posta l'attenzione sull'analisi in regime dinamico e sui diversi metodi, analitici e numerici, di soluzione.
- Capitolo 3: in questo capitolo sono descritti i principali fattori che influenzano il consumo energetico degli edifici e sono elencati i diversi tipi di modellazione. In particolare, sono state trattate la modalità diretta e quella inversa, soffermandosi più nel dettaglio sulle distinzioni tra modelli White box, Gray box e Black box. Successivamente sono stati discussi i modelli a parametri concentrati.
- Capitolo 4: in questo capitolo è descritto l'edificio oggetto del caso studio, l'Energy Center. In particolare, vengono osservate le caratteristiche del sito, degli impianti di produzione di energia presenti nei locali tecnici e le modalità in cui questi sistemi interagiscono tra di loro. È stato descritto nel dettaglio l'ufficio oggetto di analisi, elencando le caratteristiche degli involucri, degli impianti di climatizzazione e degli apporti interni.
- Capitolo 5: la sezione è interamente dedicata alla trattazione della metodologia adottata per definire i parametri del modello R5C1, indicato nella UNI EN 13790:2008. È stata descritta la metodologia per il calcolo delle conduttanze, della capacità termica e dei flussi termici scambiati relativamente all'ufficio considerato. In seguito, sono state elencate le varie

modalità di soluzione in base agli input imposti nel modello e agli output che si vogliono ottenere.

- Capitolo 6: nel capitolo sono riportati e commentati i risultati ottenuti tramite le diverse simulazioni effettuate secondo i procedimenti descritti nel capitolo precedente. I risultati sono stati analizzati per il caso invernale (riscaldamento) e per il caso estivo (raffreddamento). Quest'ultimi sono stati poi confrontati con i dati di monitoraggio al fine di calcolare un errore relativo sui calcoli effettuati.
- Capitolo 7: conclusioni e discussioni sui risultati ottenuti.

## 2 FABBISOGNI ENERGETICI DELL'EDIFICIO

---

I modelli di simulazione energetica sono uno strumento utile per la valutazione delle prestazioni energetiche di un edificio, sia in termini di energia consumata che di comfort degli occupanti. Possono essere usati per diversi scopi, come ad esempio il dimensionamento di nuovi impianti e degli impianti installati, o la previsione delle prestazioni degli edifici nelle fasi di progettazione, per valutare le prestazioni del sistema edilizio post costruzione e per simulare interventi e strategie di controllo.

I sistemi di calcolo che si prestano alla simulazione energetica di edifici sono divisi in due categorie, in base alla tipologia di regime in cui viene condotta l'analisi:

- Simulazione energetica in regime stazionario e/o in regime semi-stazionario.
- Simulazione energetica in regime dinamico.

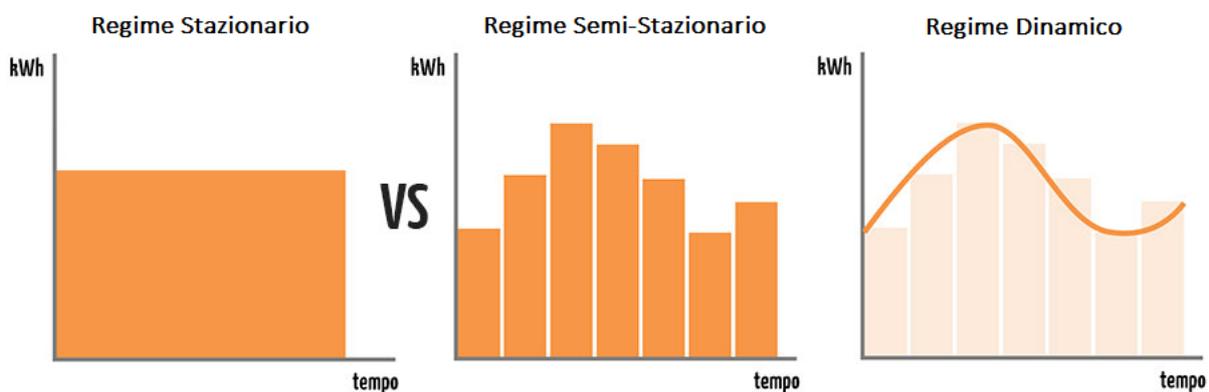


Figura 2.1 Rappresentazione schematica delle diverse analisi temporali per i vari tipi di simulazione

Attraverso il confronto tra queste due modalità di analisi termica, si è visto come il metodo di calcolo in regime dinamico, che opera a intervalli orari, è quello che più si avvicina ai consumi reali, in quanto permette di includere nell'analisi i fenomeni transitori come l'occupazione dell'edificio, gli effetti del clima e le ore di funzionamento degli impianti. Inoltre, questo tipo di simulazione, mette in evidenza l'importanza della capacità termica dell'involucro (non considerata nelle analisi in regime stazionario) nella valutazione dei fabbisogni energetici degli edifici sia nel caso estivo che invernale. [13]

Nel seguito verranno analizzate in maniera più specifica le diverse tipologie di diagnosi energetica.

## 2.1 ANALISI IN REGIME STAZIONARIO

Per studiare il comportamento termico degli edifici in modo semplificato, si suppone che il regime sia stazionario, ovvero che nell'intervallo temporale di simulazione vengano ritenute costanti le modalità di utilizzo dell'edificio (occupazione, apporti interni ecc.) e le condizioni climatiche.

Quest'ipotesi è utile per le normali applicazioni impiantistiche ma risulta poco realistica poiché sia la temperatura esterna che la radiazione solare variano durante la giornata. Ipotizzare che i carichi termici siano costanti è un'approssimazione che rende il modello più semplice e più facile da utilizzare.

Nella simulazione energetica in regime stazionario l'intervallo temporale di simulazione coincide con la stagione di riscaldamento o con la stagione di raffrescamento, mentre nel caso di simulazione energetica semi-stazionaria l'intervallo temporale coincide con un singolo mese.

Dunque, il bilancio energetico viene fatto unicamente tra esterno ed interno con una trasmittanza termica delle pareti che non varia nel tempo, e senza considerare gli accumuli termici nei vari strati della parete (parametri in realtà importanti che influenzano il consumo energetico finale e rendono questo tipo di modello impreciso).

Il flusso termico trasmesso in regime stazionario è dato dall'equazione:

$$Q = U * S * \Delta T$$

Dove U è la trasmittanza termica, misurata in W/m<sup>2</sup> K e definita dalla relazione:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Dove h<sub>i</sub> e h<sub>e</sub> sono i coefficienti di convezione interna ed esterna e la sommatoria rappresenta la resistenza termica degli strati di materiali della parete.

Questa equazione è valida solo in regime stazionario; spesso, dal punto di vista pratico, si preferisce fare questa ipotesi meno accurata e commettere errori, che utilizzare equazioni differenziali complesse e avere tempi di calcolo lunghi.

Il modello stazionario viene usato per calcolare le prestazioni energetiche e per verificare il rispetto dei limiti imposti dalla normativa. Per consentire una comparazione univoca tra i risultati ottenuti e i valori di legge, bisogna utilizzare un calcolo il più possibile standardizzato, con una procedura di

calcolo univoca e valori normati. Il risultato che deriva da un calcolo semi-stazionario e con dati di input standard, è un valore puramente teorico.

Le norme UNI TS 11300:2014 [14] forniscono le procedure operative dettagliate di tipo statico per effettuare tutti i calcoli di prestazione energetica.

## 2.2 NORMATIVA UNI TS 11300

La normativa UNI TS 11300 definisce una procedura semplificata per il calcolo dei fabbisogni energetici di riscaldamento e raffrescamento, che non tiene conto delle reali condizioni dinamiche di variazione dei carichi termici. Per questo motivo il risultato di questi calcoli, è chiaramente fittizio e porta a risultati spesso inesatti per la valutazione dei consumi energetici reali che invece dipendono da molti fattori come la zona climatica, la tipologia di costruzione e il profilo d'uso sia delle sorgenti interne che degli impianti [14].

La specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale e definisce le modalità per l'applicazione della UNI EN ISO 13790:2008 con riferimento al metodo mensile per il calcolo dei fabbisogni di energia termica per umidificazione e per deumidificazione.

Le ipotesi di base per l'applicazione delle procedure indicate dalle UNI TS 11300 sono principalmente la costanza della temperatura interna dell'edificio e la presenza durante tutto il giorno degli impianti di climatizzazione. Inoltre, il calcolo energetico medio giornaliero, per ciascun mese del periodo di riscaldamento o di raffrescamento, è effettuato considerando le differenze di temperatura fra quella interna di set point e quella media esterna. Anche l'irraggiamento solare è riferito alla media giornaliera mensile e non ad una reale variabilità oraria.

La determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici richiede metodi di calcolo per:

- il fabbisogno di energia termica utile per il riscaldamento e il raffrescamento ambiente;
- il fabbisogno di energia termica utile per acqua calda sanitaria;
- il fabbisogno di energia per la ventilazione meccanica;
- l'efficienza e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di riscaldamento o di climatizzazione invernale;
- l'efficienza e il fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria;
- l'efficienza e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di raffrescamento o di climatizzazione estiva;
- il fabbisogno di energia per l'illuminazione degli ambienti interni ed esterni di pertinenza dell'edificio.

Questi metodi di calcolo sono descritti nelle seguenti specifiche tecniche:

UNI/TS 11300-1: "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale" per il calcolo del fabbisogno di energia utile dell'edificio o della singola unità immobiliare.

UNI/TS 11300-2: "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione" per il calcolo dei rendimenti del sistema di riscaldamento, di produzione di acqua calda sanitaria, ventilazione e illuminazione.

UNI/TS 11300-3: "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva" per il calcolo dei rendimenti del sistema di climatizzazione invernale e la produzione di ACS.

UNI/TS 11300-4: "Prestazioni energetiche degli edifici - Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria" per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria nel caso vi siano sottosistemi di generazione che forniscono energia termica utile da energie rinnovabili o con metodi di generazione diversi dalla combustione a fiamma di combustibili fossili (trattati dalla UNI/TS 11300-2).

UNI/TS 11300-5: "Prestazioni energetiche degli edifici - Calcolo dell'energia primaria e dalla quota di energia da fonti rinnovabili".

UNI/TS 11300-6: "Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia per ascensori e scale mobili."

### 2.2.1 Calcolo fabbisogno di energia termica per riscaldamento e raffrescamento

Il problema del calcolo del fabbisogno di energia, ai sensi delle direttive europee e dei decreti attuativi vigenti, è solitamente effettuato con metodi definiti statici, ovvero che fanno riferimento alle condizioni di calcolo medie giornaliere.

Per fabbisogno energetico si intende la quantità di energia che deve essere fornita nel corso del tempo agli ambienti riscaldati che costituiscono un edificio per mantenere una determinata temperatura interna definita dalla normativa.

Il sistema fisico confinato dalla superficie esterna dell'edificio è un sistema termodinamico aperto, operante in regime mediamente stazionario. Individuato la superficie di controllo, è possibile scrivere un'equazione di bilancio termico nel caso estivo e invernale, con riferimento ad un determinato intervallo di tempo. Riprendendo la norma UNI/TS 11300, i fabbisogni ideali di energia termica per riscaldamento e raffrescamento sono definiti nel seguente modo. [15]

### Fabbisogno energetico invernale

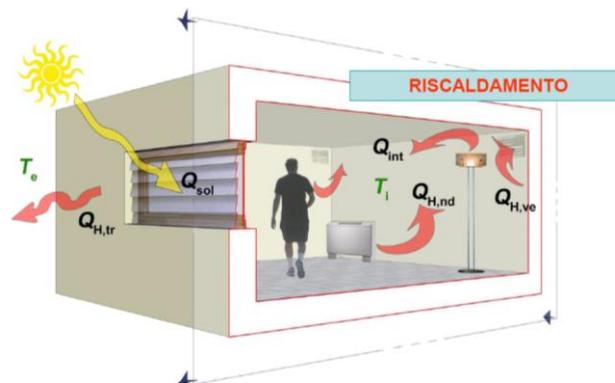


Figura 2.2 Scambi termici durante il periodo di riscaldamento

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,g} * Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,g} * (Q_{int} + Q_{sol,w})$$

### Fabbisogno energetico estivo

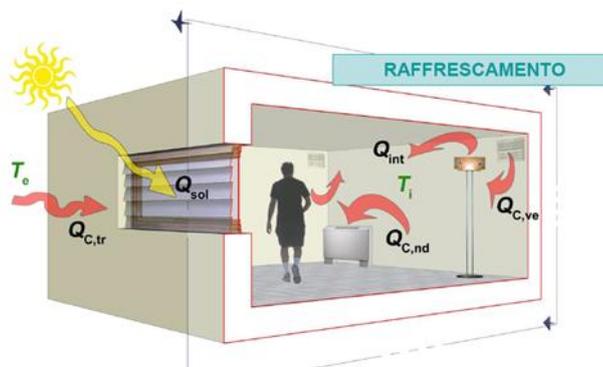


Figura 2.3 Scambi termici durante il periodo di raffrescamento

$$QC,nd = Qgn - \eta_{C,ls} * QC,ht = (Q_{int} + Q_{sol,w}) - \eta_{C,ls} * (QC,tr + QC,ve)$$

Il simbolismo è il seguente:

- $Q_{H,ht}$ ,  $Q_{C,ht}$  scambio di energia termica totale nel caso di riscaldamento o raffrescamento [MJ]
- $Q_{H,tr}$ ,  $Q_{C,tr}$  scambio di energia termica per trasmissione nel caso di riscaldamento o raffrescamento [MJ]
- $Q_{H,ve}$ ,  $Q_{C,ve}$  scambio di energia termica per ventilazione nel caso di riscaldamento/raffrescamento [MJ]
- $Q_{gn}$  apporti totali di energia termica [MJ]
- $Q_{int}$  apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne [MJ]
- $Q_{sol,w}$  apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetrati [MJ]
- $\eta_{H,gn}$  fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica [-]
- $\eta_{C,ls}$  fattore di utilizzazione delle dispersioni di energia termica [-]

## 2.2.2 Calcolo scambi termici per trasmissione e ventilazione

Lo scambio termico totale per riscaldamento e raffreddamento è dato da:

$$Q_{H,C} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve}$$

Il contributo per trasmissione si calcola tramite la relazione:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj}(t_i - t_e)xt + \left[ \sum_k (1 - b_{tr,k}) F_{r,k} \Phi_{r,k} \right] xt - Q_{sol,op}$$

Lo scambio termico per trasmissione è dato da:

$$Q_{ve} = H_{ve,adj} x (t_i - t_e) x t$$

dove si ha il seguente simbolismo:

- $H_{tr,adj}$  coefficiente di trasmissione termica della zona corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno – esterno. In questo modo si tiene conto della temperatura dell'ambiente limitrofo che non coincide con quella dell'ambiente esterno, W/K;
- $H_{ve,adj}$  coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno, in W/K;
- $t_i$  temperatura di set point interna della zona considerata, °C;
- $t_e$  temperatura esterna media mensile, °C;
- $F_{r,k}$  fattore di forma fra il componente edilizio k.mo e la volta celeste;
- $\Phi_{r,k}$  flusso dovuta alla radiazione infrarossa verso la volta celeste del componente k.mo, MJ;
- $b_{tr,k}$  fattore di riduzione delle dispersioni per l'ambiente non climatizzato avente il componente l-esimo soggetto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste;
- $Q_{sol,op}$  apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi, in MJ.

Dall'osservazione della relazione dello scambio per trasmissione, si osserva che la radiazione solare sulle pareti opache,  $Q_{sol,op}$ , viene conteggiata come riduzione della radiazione termica all'infrarosso lontano dell'edificio,  $\Phi_{r,mn,k}$ .

### 2.2.3 Coefficienti globali di scambio termico

I coefficienti globali di scambio termico per trasmissione e per ventilazione, si calcolano con le seguenti equazioni:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

$$H_{ve,adj} = \rho_a \times c_a \times \left( \sum_k b_{ve,k} \times q_{ve,k,mn} \right)$$

dove:

- $H_D$  è il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno, espresso in W/K;  $H_g$  è il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno, espresso in W/K;  $H_U$  è il coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati, espresso in W/K;  $H_A$  è il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone climatizzate a temperatura diversa, espresso in W/K;
- $\rho_a \times c_a$  è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1200 J/(m<sup>3</sup> × K);
- $q_{ve,k,mn}$  è la portata mediata sul tempo del flusso d'aria k-esimo, espressa in m<sup>3</sup>/s;
- $b_{ve,k}$  è il fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria k-esimo in ventilazione naturale;
- $b_{ve,k}$  è diverso da 1 se la temperatura di mandata non è uguale alla temperatura dell'ambiente esterno, come nel caso di pre-riscaldamento o pre-raffrescamento dell'aria di ventilazione che attraversa ambienti non climatizzati; nel caso di ventilazione meccanica, si pone  $b_{ve,k} = 1$  perché la correzione della temperatura per il flusso d'aria è già considerata all'interno del termine  $q_{ve,k,mn}$ .

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico per trasmissione  $H_D$ ,  $H_g$ ,  $H_U$ ,  $H_A$  è effettuato secondo le UNI EN ISO 13789:2008 e UNI EN ISO 13370, e secondo le indicazioni riportate al punto 11 della normativa.

## 2.2.4 Calcolo degli apporti termici

Per ogni zona termica dell'edificio e per ogni mese o frazione di esso, gli apporti termici si calcolano con le seguenti equazioni:

$$Q_{int} = \left( \sum_k \Phi_{int,mn,k} \right) xt + \left( \sum_l (1 - b_{tr,l}) x \Phi_{int,mn,u,l} \right) xt$$

$$Q_{sol,w} = \sum_k \Phi_{sol,w,mn,k} + \sum_l Q_{sd,w,j}$$

$$Q_{sol,op} = \left( \sum_k \Phi_{sol,op,mn,k} \right) xt + \left( \sum_l (1 - b_{tr,l}) x \Phi_{sol,mn,u,l} \right) xt + \sum_j (Q_{sol,op} + Q_{si})_j$$

dove le prime due sommatorie nella prima e nell'ultima equazione si riferiscono rispettivamente ai flussi entranti/generati nella zona climatizzata e negli ambienti non climatizzati.

Il simbolismo è il seguente:

- $b_{tr,l}$  è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l-esima oppure il flusso termico l-esimo di origine solare (nel caso di ambiente non climatizzato confinante con diverse zone termiche si fa riferimento all'appendice A);
- $\Phi_{int,mn,k}$  è il flusso termico prodotto dalla k-esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo, espresso in W;
- $\Phi_{sol,mn,k}$  è il flusso termico k-esimo di origine solare, mediato sul tempo, espresso in W;
- $\Phi_{sol,mn,u,l}$  è il flusso termico l-esimo di origine solare nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo, espresso in W;
- $Q_{sd,w,j}$  sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni trasparenti, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra j-esima, espressi in MJ, calcolati secondo quanto riportato al punto E.2.3.3 della UNI EN ISO 13790:2008;
- $Q_{sd,op,j}$  sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni opache, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra j-esima, espressi in MJ, calcolati secondo quanto riportato al punto E.2.3.3 della UNI EN ISO 13790:2008;

- $Q_{si,j}$  sono gli apporti di energia termica indiretti dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra  $j$ -esima, espressi in MJ, calcolati secondo quanto riportato al punto E.2.3.3 della UNI EN ISO 13790:2008.

Il flusso termico  $k$ -esimo di origine solare,  $\Phi_{sol,k}$ , espresso in W, si calcola con la seguente equazione:

$$\Phi_{sol,w,op,k} = F_{sh,ob,k} \times A_{sol,w,op,k} \times I_{sol,k}$$

dove:

- $F_{sh,ob,k}$  è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie  $k$ -esima;
- $A_{sol,w,k}$  è l'area di captazione solare effettiva della superficie vetrata  $k$ -esima con dato orientamento e angolo d'inclinazione sul piano orizzontale, nella zona o ambiente considerato, espressa in  $m^2$  ;
- $A_{sol,op, k}$  è l'area di captazione solare effettiva della superficie opaca  $k$ -esima con dato orientamento e angolo d'inclinazione sul piano orizzontale, nella zona o ambiente considerato, espressa in  $m^2$  ;
- $I_{sol,k}$  è l'irradianza solare media del mese considerato o della frazione di mese, sulla superficie  $k$ -esima, con dato orientamento e angolo d'inclinazione sul piano orizzontale, espressa in  $W/m^2$  .

L'area di captazione solare effettiva,  $A_{sol,w}$ , di un componente vetrato dell'involucro (per esempio una finestra), espressa in  $m^2$ , è calcolata con la seguente equazione:

$$A_{sol,w} = F_{sh,gl} \times g_{gl} \times (1 - F_F) \times A_{w,p}$$

Dove:

- $F_{sh,gl}$  è il fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili;
- $g_{gl}$  è la trasmittanza di energia solare della parte trasparente del componente;  $F_F$  è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato;
- $A_{w,p}$  è l'area proiettata totale del componente vetrato (l'area del vano finestra).

L'area di captazione solare effettiva,  $A_{sol,op}$ , di un componente opaco dell'involucro edilizio è calcolata con la seguente equazione:

$$A_{sol,op} = \alpha_{sol,c} \times R_{se} \times U_{c,eq} \times A_c$$

Dove:

- $\alpha_{sol,c}$  è il fattore di assorbimento solare del componente opaco;
- $R_{se}$  è la resistenza termica superficiale esterna del componente opaco, determinato secondo la UNI EN ISO 6946, espressa in  $m^2 \times K/W$ ;
- $A_c$  è l'area proiettata del componente opaco, espressa in  $m^2$ ;
- $U_{c,eq}$  è la trasmittanza termica equivalente del componente opaco, espressa in  $W/(m^2 K)$ ;

## 2.2.5 Calcolo dell'extra flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste

Il calcolo dell'extraflusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste riguarda tutti i componenti esposti verso l'esterno ed è effettuato secondo quanto riportato nella UNI EN ISO 13790:2008, adottando le seguenti ipotesi:

1. La differenza tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura apparente del cielo

$$\vartheta_{er} = \vartheta_e - \vartheta_{sky}$$

$$\vartheta_{sky} = 18 - 51,6 \times e^{-p_{v,e}/1000}$$

Dove  $p_{v,e}$  è la pressione parziale del vapore d'acqua media del mese considerato, espressa in Pascal;

2. Il coefficiente di scambio termico esterno per irraggiamento, espresso in  $W/(m^2 \times K)$ , è determinato con l'equazione:

$$h_r = \varepsilon \sigma \frac{(\theta_e + 273)^4 - (\theta_{sky} + 273)^4}{\theta_e - \theta_{sky}}$$

dove:

- $\varepsilon$  è l'emissività della superficie esterna del componente;
- $\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann:  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/(m^2 K^4)$ ;
- $\vartheta_{sky}$  è la temperatura equivalente di corpo nero della volta celeste, espressa in  $^{\circ}C$ ;

3. Il fattore di forma tra un componente edilizio e la volta celeste è determinato con l'equazione:

$$F_r = F_{sh,ob,d}(1 + \cos \Sigma)/2$$

dove:

- $\Sigma$  è l'angolo d'inclinazione del componente sull'orizzonte, espresso in gradi;
- $F_{sh,ob,d}$  è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo alla sola radiazione diffusa, pari a 1 in assenza di ombreggiature.

## 2.3 ANALISI IN REGIME DINAMICO

La modellazione energetica dinamica degli edifici è uno strumento di calcolo basato su modelli di simulazione molto dettagliati e finalizzata a riprodurre il reale comportamento dell'edificio, ora dopo ora in tutti i giorni dell'anno. Viene detta dinamica poiché il calcolo è effettuato su un intervallo di tempo molto ridotto (tipicamente orario); ciò permette di considerare fattori variabili come la temperatura esterna, l'occupazione dell'edificio o l'inerzia delle strutture, che rendono la simulazione energetica più realistica [16].

Il calcolo dinamico permette di valutare soluzioni progettuali alternative o pianificare interventi di retrofit su un edificio esistente. Permette di ottimizzare non solo gli apporti energetici e i consumi, ma anche il comportamento dell'involucro edilizio e quello degli impianti.

Il time-step considerato è orario o sub-orario, in modo da avere una descrizione del comportamento dell'edificio molto più accurata. Con il modello orario è possibile stimare il risparmio energetico in base alla strategia usata, dall'Efficienza Energetica al Demand Response. Le simulazioni sub-orarie invece sono utilizzate soprattutto per studiare la variabilità del carico. In generale conviene ridurre al minimo il time step, ma comunque la scelta dipende dallo scopo dell'analisi e dagli effetti che si vogliono osservare. D'altra parte, più i tempi sono piccoli più è difficile raccogliere i dati di input e più gli oneri di calcolo sono elevati. Per questo motivo sono stati sviluppati software per implementare tali metodologie. I software utilizzati per la simulazione dinamica, oltre a presentare algoritmi di calcolo complessi, hanno bisogno di molti dati di input, come le informazioni geometriche e termofisiche dell'involucro, le caratteristiche di prestazione degli impianti, i dati di utilizzo degli ambienti e i dati climatici. I principali programmi disponibili oggi sul mercato sono: BSim, Energy-Plus, e48EST, ESP-r, IDA-ICE, IES, Tas e TRNSYS.

Per quanto riguarda gli algoritmi di calcolo utilizzati per le simulazioni energetiche degli edifici, è possibile fare una distinzione principale tra i modelli di calcolo fondati sulle funzioni di trasferimento e i modelli ai volumi finiti. [17]

La funzione di trasferimento è un algoritmo che lega le sollecitazioni indotte su un sistema (temperature e flussi termici) con la risposta del sistema stesso. Nel metodo "Transfer Function Method" (TFM) sono impiegate funzioni di trasferimento della parete (Conduction Transfer Function, CTF), per determinare il flusso termico trasmesso per conduzione all'interno delle pareti

che delimitano la zona termica, e funzioni di trasferimento ambiente (Room Transfer Function, RTF) per determinare il flusso termico convettivo che deve essere trasmesso all'aria ambiente. Infine, per determinare il flusso termico da fornire all'impianto di climatizzazione, vengono utilizzate funzioni di trasferimento impianto (Space Air Transfer Function, SATF).

Nel software di simulazione termo-energetica EnergyPlus, al posto del metodo TFM, viene utilizzato un altro metodo, che si basa sulle funzioni di trasferimento CFT per la sola valutazione del flusso termico trasmesso per conduzione attraverso l'involucro in regime dinamico. Invece, per determinare il flusso termico che deve essere fornito all'ambiente per mantenere una determinata temperatura di set-point viene fatto il bilancio termico sull'aria ambiente (Air Heat Balance) [18].

Nei metodi ai volumi finiti, il sistema viene diviso in vari volumi di controllo e ad ognuno di essi vengono applicate le equazioni di bilancio. Più aumenta il numero dei volumi di controllo, più la soluzione del modello sarà accurata. Ad esempio, il volume dell'aria interna di una zona termica può essere suddiviso in molteplici porzioni di controllo per studiarne la stratificazione termica. Questo approccio è molto utile per ricavare il flusso termico scambiato per conduzione attraverso un componente dell'involucro edilizio e per determinare i valori di temperatura e i flussi termici in corrispondenza delle separazioni tra i volumi di controllo, che in questo caso specifico, corrispondono agli strati che costituiscono l'elemento edilizio.

### 2.3.1 Inerzia termica e regime sinusoidale

La Figura 2.4 mostra gli scambi di calore che avvengono sulla superficie interna ed esterna di una parete piana e che vengono elencati in seguito.

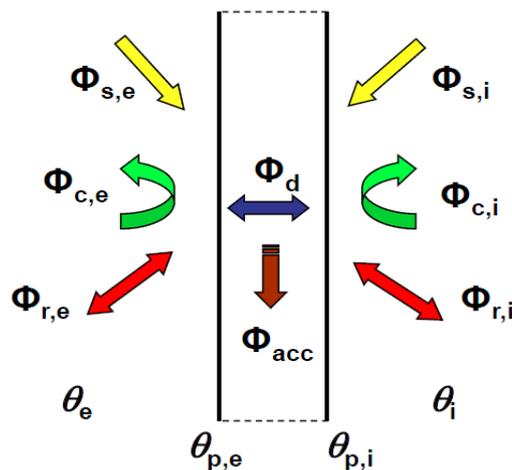


Figura 2.4 Scambio termico di una parete piana opaca

Flussi interni generati da:

- Irraggiamento solare ( $\phi_{s,i}$ )
- Convezione con l'aria interna ( $\phi_{c,i}$ )
- Irraggiamento infrarosso con le altre superfici interne ( $\phi_{r,i}$ )
- Conduzione all'interno degli strati che compongono la parete ( $\phi_d$ )

Flussi esterni generati da:

- Irraggiamento solare ( $\phi_{s,e}$ )
- Convezione con l'aria esterna ( $\phi_{c,e}$ )
- Irraggiamento con i corpi presenti all'esterno ( $\phi_{r,i}$ )
- Conduzione verso l'interno della parete ( $\phi_d$ )

La velocità di trasferimento di calore attraverso una parete è dovuta principalmente allo scambio termico per conduzione e dunque dipende dalle caratteristiche dell'involucro edilizio. La caratteristica principale legata allo scambio convettivo è l'inerzia termica, ovvero l'attitudine della parete a ridurre e a ritardare l'effetto delle sollecitazioni dinamiche sul carico termico dell'ambiente. Maggiore è l'inerzia termica di un componente d'involucro, più sarà elevato lo sfasamento temporale dell'onda termica. Questa caratteristica è molto importante perché permette di mitigare le oscillazioni di temperatura nell'ambiente e soprattutto di sfasare i picchi di calore, accumulato durante il giorno dall'involucro, nelle ore notturne. Ciò permette di ridurre i rischi di surriscaldamento estivo, riducendo i consumi energetici e aumentando il comfort termico.

Le sollecitazioni termiche che agiscono sulle due superfici della parete sono: la variazione giornaliera della temperatura esterna, la variazione della radiazione incidente sul componente e la radiazione solare attraverso i vetri, l'occupazione, gli apporti interni e l'intermittenza impianto di riscaldamento/raffrescamento.

La sollecitazione termica esterna è tanto più elevata quanto più è elevata l'escursione giornaliera della temperatura esterna; per quanto riguarda la sollecitazione termica interna, invece, aumenta con l'aumentare dell'escursione giornaliera dei carichi interni. In entrambi i casi l'inerzia termica ha

un ruolo fondamentale; è legata alla massa della parete, ma dipende solo dai primi dieci centimetri a contatto con l'aria interna. Gioca un ruolo fondamentale quindi anche la posizione dello strato di isolamento termico, in quanto se viene posto sul lato interno si annulla l'effetto benefico della massa della parete dei primi dieci centimetri.

A livello legislativo la normativa UNI ISO 13786 del 2008 fornisce la procedura per il calcolo dei parametri termici dinamici. Tale procedura si basa sull'ipotesi che la temperatura e i flussi termici hanno andamento sinusoidale che si attenua durante il loro passaggio attraverso la parete, subendo uno sfasamento.

### 2.3.2 Parametri termici dinamici

Per una corretta valutazione delle prestazioni termiche di un componente bisogna dunque tener conto dei parametri termici dinamici, che vengono considerati anche nella costruzione di reti RC, descritte nei capitoli seguenti [15].

I parametri termici dinamici utilizzati sono:

- Massa termica frontale
- Capacità termica frontale
- Capacità termica areica interna
- Trasmittanza termica periodica
- Fattore di attenuazione
- Sfasamento termico

Massa e capacità termica dipendono esclusivamente dalle caratteristiche dei materiali costituenti l'involucro. La massa superficiale è la massa del componente per unità di superficie e ha un grande effetto sulle fluttuazioni della temperatura interna dell'ambiente.

Il parametro che rappresenta maggiormente le proprietà capacitive dei materiali è la capacità termica frontale che esprime l'energia termica accumulata nella parete.

Questi due parametri forniscono informazioni parziali sul comportamento della parete; per avere un'analisi più dettagliata e stimare la reale prestazione in regime dinamico, bisogna considerare anche la successione degli strati all'interno della parete.

Per il calcolo dei parametri dinamici si fa riferimento alla UNI EN ISO 13786, che si basa sul metodo delle ammettenze e propone un modello di calcolo dinamico semplificato, ipotizzando una sollecitazione termica di tipo sinusoidale con periodo di 24 ore (regime periodico stabilizzato).

La capacità termica areica interna è calcolata secondo la seguente equazione:

$$\kappa_i = \frac{C_i}{A} = \frac{1}{\omega} |Y_{ii} - Y_{ie}|$$

La  $Y_{ii}$  e  $Y_{ie}$  sono rispettivamente l'ammittenza termica interna e la trasmittanza termica periodica.  $Y_{ii}$  è l'ammittenza termica interna e rappresenta la densità di flusso termico ceduta all'ambiente, con temperatura esterna costante.

La frequenza angolare  $\omega$  per un periodo di oscillazione di 24 ore è data da:

$$\omega = \frac{2\pi}{24 * 3600}$$

$Y_{ie}$  è invece la trasmittanza termica periodica e valuta le oscillazioni della temperatura ambiente in funzione delle sollecitazioni esterne. Rappresenta la densità di flusso termico ceduto all'ambiente, con temperatura interna costante.

È definita dalla seguente relazione:

$$Y_{ie} = \frac{L_{ie}}{A}$$

Dove:

$A$  è l'area frontale della superficie attraversata dal flusso termico;

$L_{ie}$  è la conduttanza termica periodica, ovvero il numero complesso che lega il flusso termico periodico su un lato del componente con la temperatura termica periodica sul lato opposto, in condizioni sinusoidali.

Un altro parametro dinamico è lo sfasamento, ovvero il tempo che intercorre tra l'istante in cui si ha la massima sollecitazione sul lato esterno del componente e l'istante in cui si ha la massima sollecitazione sul lato interno.

L'attenuazione  $f$  invece indica il decremento di flusso termico entrante nell'ambiente interno rispetto a quello che ci sarebbe in caso di capacità termica nulla. È definito infatti dal rapporto tra trasmittanza termica periodica e trasmittanza termica stazionaria  $U$ .

### 2.3.3 Metodi per l'integrazione di Fourier

Lo studio della conduzione in regime dinamico si basa sull'equazione di Fourier che, nell'ipotesi di flusso monodimensionale per una parete piana di spessore costante, è data dall'equazione:

$$\frac{\delta T}{\delta t} - \alpha \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = 0$$

Dove  $\alpha$  è la diffusività termica definita come:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$$

La temperatura sulla superficie esterna della parete varia secondo la seguente legge:

$$T_{x=0} = A \sin(\omega t)$$

Dove  $\omega$  è la pulsazione.

L'andamento è mostrato in Figura 2.5 e si nota come l'ampiezza delle oscillazioni diminuisca man mano che si entra nell'elemento opaco.

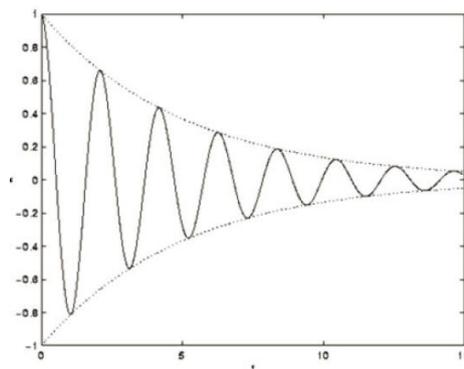


Figura 2.5 Andamento della temperatura sulla superficie esterna

Ci sono diversi metodi di integrazione per risolvere l'equazione di Fourier che dipendono dall'approccio iniziale utilizzato e possono essere divisi in metodi analitici e metodi numerici.

I metodi analitici comprendono:

- metodo della trasformata di Laplace;
- metodo della Z-trasformata;
- metodo armonico.

I metodi numerici sono:

- metodo agli elementi finiti;
- metodo alle differenze finite (CFD).

Per quanto riguarda la procedura di calcolo, i metodi analitici prevedono una prima rappresentazione dei dati di input come somma di funzioni elementari e la soluzione dell'equazione di Fourier tramite operatori matematici. Una volta individuate le funzioni di trasferimento dello strato termico in forma matriciale, si calcolano le proprietà degli elementi opachi tramite il prodotto di matrici contenenti le proprietà dei singoli strati della parete e infine si ricavano gli output della simulazione tramite la sovrapposizione degli effetti.

Grazie a questi metodi è possibile calcolare i parametri legati alle caratteristiche fisiche della struttura e valutare le temperature e i flussi in ogni punto all'interno del sistema modellato.

I metodi numerici invece sono basati sulla discretizzazione dello spazio interessato e sulla determinazione dell'equazione spazio-temporale che rende la soluzione numerica stabile. Si fa un bilancio termico e quindi si scrive l'equazione di Fourier per ogni zona, generando così un sistema di  $n$  equazioni in base al numero di discretizzazioni spaziali utilizzate.

Con questo tipo di approccio, contrariamente a quello analitico, è possibile descrivere i comportamenti fisici che seguono leggi non lineari e vedere come variano i coefficienti di scambio termico e le proprietà termofisiche dei vari elementi.

Per essere molto accurati serve però utilizzare numerosi intervalli per la discretizzazione spaziale ed è molto importante rispettare le limitazioni imposte dai criteri di stabilità della soluzione. Ciò comporta, in alcuni casi, l'impossibilità di valutare temperatura e flussi termici in qualsiasi punto della struttura. Inoltre con questo tipo di metodo è necessario cambiare l'intera procedura di calcolo ogni volta che cambiano i dati di input.

### 3 MODELLAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI

---

La modellazione energetica è uno strumento utile per la valutazione delle prestazioni energetiche di un edificio, sia in termini di energia consumata che di comfort degli occupanti.

Può essere usata per diversi scopi, come ad esempio il dimensionamento di nuovi impianti e degli impianti installati, o la previsione delle prestazioni degli edifici nelle fasi di progettazione, per valutare le prestazioni del sistema edilizio post costruzione e per simulare interventi e strategie di controllo.

Non è facile, però, ottenere dei modelli di previsione realistici a causa della variabilità di molte condizioni come il clima, l'occupazione e le ore di funzionamento degli impianti. I fattori che possono essere trascurati nella modellazione, dipendono dallo scopo dell'utente.

Come già detto, tramite la BEM (Building Energy Modelling), si possono fare vari tipi di valutazioni. La valutazione energetica riguarda il bilancio termico, i profili di carico e il calcolo dei consumi energetici. Per valutare il livello di comfort all'interno dell'edificio invece si studia l'andamento della temperatura interna e i valori degli indicatori di comfort. Le simulazioni effettuate sugli edifici sono necessarie per verificare i benefici e le conseguenze delle strategie di DSM effettuate.

Nel seguente paragrafo verranno discussi i principali fattori che influenzano il consumo energetico degli edifici e i vari tipi di approccio al modello.

### 3.1 INPUT E FATTORI CHE INFLUISCONO SUL MODELLO

I fattori e le caratteristiche dell'impianto che influiscono sul carico energetico e sui consumi dell'edificio devono essere individuati nella prima fase di studio del modello [19]. È possibile individuare cinque diversi gruppi di parametri che influenzano il consumo energetico di un edificio e sono schematizzati in Figura 3.1.

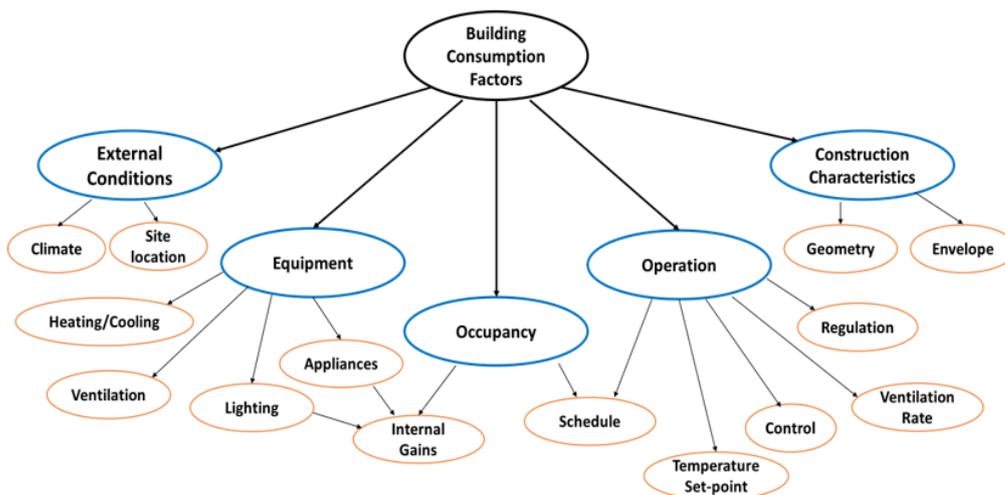


Figura 3.1 Fattori che influiscono sui consumi energetici dell'edificio

I fattori che hanno maggior influenza sul modello sono le condizioni esterne che includono la temperatura dell'ambiente esterno, l'umidità relativa, la radiazione solare e la velocità e direzione del vento. Queste dipendono dal sito e quindi dalla latitudine e dagli altri fattori che lo caratterizzano.

Le altre due caratteristiche da tenere in considerazione nell'analisi energetica di un edificio sono la geometria e l'involucro della struttura.

L'involucro edilizio rappresenta la superficie di controllo che delimita il sistema termodinamico "edificio" e influisce sull'entità e la qualità dei flussi di energia. Per questo motivo lo studio del comportamento termico delle pareti è molto importante e permette di definire il flusso di calore che le attraversa. I componenti di involucro opaco di un edificio partecipano al bilancio termico non solo perché attraversati dal flusso termico (trasmissione del calore) ma anche perché immagazzinano e rilasciano calore (accumulo di calore). La trasmissione di calore avviene grazie alla differenza di temperatura tra le due facce della parete, mentre l'accumulo è dovuto alla variazione

nel tempo di una sollecitazione termica come temperatura e radiazione solare. L'involucro opaco ha diverse funzioni come quella di isolare l'edificio, in modo da controllare i flussi termici e provvedere alla loro riduzione. La grandezza termica che descrive l'isolamento termico di una parete è la trasmittanza termica  $U$ , misurata in  $W/m^2 K$ , che rappresenta il flusso termico che, in condizioni stazionarie, attraversa una superficie.

Un altro importante aspetto da considerare sono le apparecchiature, ovvero gli impianti che soddisfano i fabbisogni di riscaldamento, raffreddamento, acqua calda sanitaria, ventilazione e illuminazione. Principalmente negli edifici non residenziali, gli effetti dei carichi termici e luminosi delle apparecchiature elettroniche, degli occupanti e di tutti i sistemi energetici, possono essere considerevoli. Risulta perciò importante simulare il loro comportamento in modo realistico, considerando anche il reale tempo di utilizzo durante la giornata [20].

Al fine di creare un modello di simulazione energetica il più realistico possibile, si deve tener conto anche degli organi di regolazione degli impianti. Con il termine Operation, si fa riferimento alla regolazione e al controllo di impianti tecnici, ai valori di set point dei diversi sistemi energetici, o ad esempio alla concentrazione di  $CO_2$  e alla velocità dell'aria di ventilazione. [21]

## 3.2 MODELLO ENERGETICO E PREVISIONE

Un modello matematico è una rappresentazione esemplificativa di un sistema reale che ne descrive il comportamento. È formato da tre componenti principali: le variabili in ingresso, la struttura del sistema e le sue proprietà, e i dati in uscita che descrivono la reazione del sistema quando è sollecitato da variabili esterne.

Esistono due tipi di modellazione che dipendono dall'obiettivo dell'analisi. Con metodo diretto si intende la determinazione di un componente quando i dati di input sono noti, mentre l'approccio inverso si propone di determinare la struttura e le proprietà del sistema. Fanno parte di questi metodi i modelli White box, Black box e Grey box, il cui nome dipende dal tipo di relazione che intercorre tra le variabili in ingresso e in uscita. La **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** mostra uno schema delle principali caratteristiche.

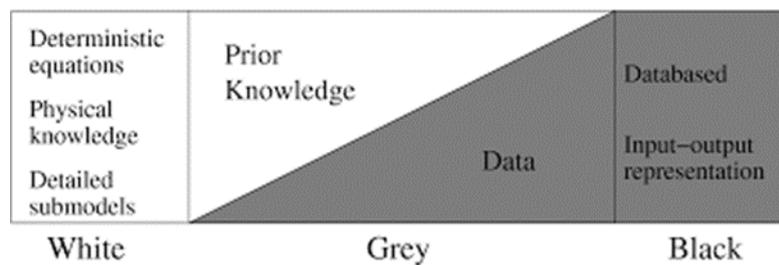


Figura 3.2 Principali caratteristiche dei modelli White box, Grey box, Black box (Henrik Madsen).

### 3.2.1 Metodo diretto

L'obiettivo di un approccio diretto è calcolare le variabili in uscita del modello con dati di input molto specifici. Per questo motivo il metodo diretto presume la conoscenza molto dettagliata dei vari fenomeni che incidono sul comportamento del sistema. Il vantaggio principale è che l'analisi può essere effettuata anche se l'edificio non è realmente esistente ed è per questo utile anche nella fase progettuale.

Dunque, l'analisi diretta parte dalla descrizione fisica della struttura, come la geometria e la localizzazione geografica e dalla descrizione degli impianti di climatizzazione. Dopo aver valutato gli input per il calcolo e il tipo di simulazione da adottare (in regime stazionario o in regime dinamico), bisogna determinare la risposta dell'edificio (di tipo transitorio), risolvendo le equazioni differenziali relative ai bilanci energetici per le pareti e per l'aria interna. In questo caso giocano un ruolo fondamentale i parametri termofisici fondamentali di un edificio: la capacità termica e la costante di tempo. Sono disponibili metodi di calcolo raffinati che, se correttamente utilizzati, forniscono molte informazioni e risultati affidabili. [22]

La Figura 3.3 mostra la configurazione tipica di questi programmi.

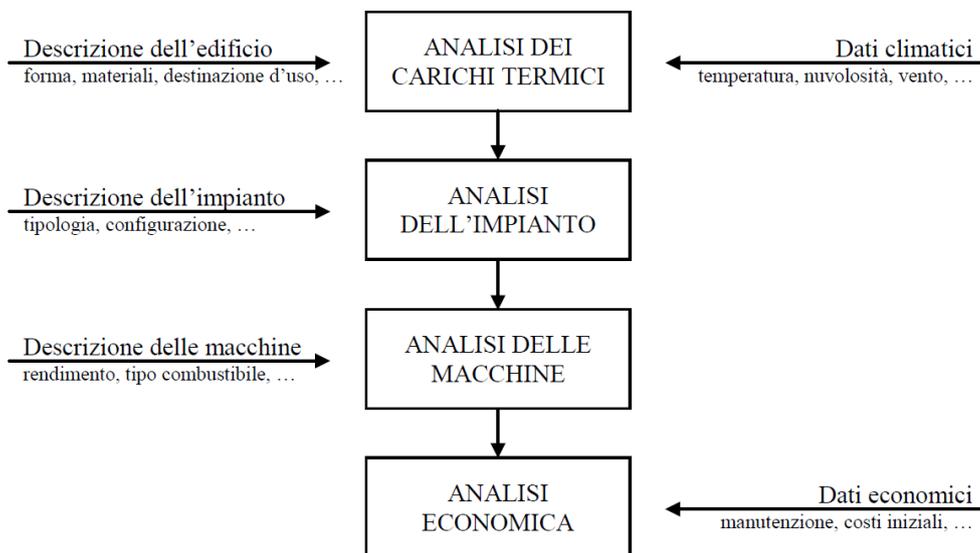


Figura 3.3 Struttura di un software di simulazione energetica degli edifici (ASHRAE, 2005)

### 3.2.1.1 Modello White box

Il modello è caratterizzato da equazioni basate sulla fisica e sulle proprietà degli impianti e serve a modellare i componenti della struttura edilizia e tutti i sottosistemi e i sistemi dell'edificio. È descritto da equazioni note, utilizzate per correlare le variabili di uscita con quelle di ingresso. Ad esempio, il metodo Heat Balance (HB) parte da equazioni di bilancio energetico dei componenti dell'edificio e dal bilancio dell'aria interna della struttura considerata.

Questo tipo di approccio, basandosi su una richiesta di dati di input dettagliata, risulta molto accurato ma eccessivamente complesso e con un tempo di calcolo molto alto. Rappresenta però l'unica scelta in caso di valutazione energetica in fase di progettazione, quando viene effettuata una raccolta dati in base al progetto iniziale o con misurazioni in loco [21]

### 3.2.2 Metodo inverso

Il metodo inverso utilizza un approccio molto più semplice rispetto a quello diretto, poiché contiene meno parametri a causa delle limitate informazioni del sistema da analizzare. I dati di input vengono registrati con misurazioni in loco e devono essere opportunamente calibrati, per questo motivo si richiede una maggiore competenza da parte dell'utente.

Fanno parte di questo tipo di approccio i modelli a scatola nera e a scatola grigia, descritti dettagliatamente in seguito.

#### 3.2.2.1 Modello black box

Il modello black box è un modello "data-driven", che si basa su dati storici e analisi statistiche. Il sistema è descrivibile solo per come reagisce ad una determinata sollecitazione in ingresso, ma il funzionamento interno non è noto. Questa caratteristica nasce dalla considerazione che nell'analisi del sistema ciò che è veramente importante ai fini pratici è il comportamento esterno, piuttosto che il funzionamento interno, il cui risultato dipende solo dalle variabili esterne. Per questo il modello è paragonato ad una scatola nera ed è possibile studiarne il comportamento esclusivamente analizzando le risposte che esso produce a fronte delle sollecitazioni che riceve. È un tipo di modello che viene applicato anche per studiare il comportamento di edifici esistenti e ridurre i costi energetici. Le principali differenze con il modello precedente sono la maggiore facilità di sviluppo, l'efficienza computazionale superiore, ma i tempi di sviluppo sono maggiori. Inoltre, presentano delle criticità poiché dipendono fortemente dalle condizioni al contorno e dagli input imposti. [21]

In pratica il sistema è visto come un quadripolo equivalente, dove si considerano le variabili di ingresso (flussi solari e temperature esterne) legate alle variabili di uscita (flussi termici e temperature dei componenti edilizi) attraverso sviluppi in serie. Questo metodo è usato dal TFM (Transfer Function Method) e dal RTS (Radiant Time Series), indicati dall'ASHARE e derivati dalla Teoria dei Sistemi.

Il metodo Radiant Time Series (RTS) deriva dal metodo del bilancio termico (HB) ed è un metodo semplificato per eseguire il calcolo del carico di raffrescamento. Con questo metodo non si effettuano cicli iterativi (come fa l'HBM), ma si determinano le singole componenti dei guadagni per poi calcolare il carico richiesto. Inoltre, i coefficienti che vengono utilizzati per calcolare il transitorio nel guadagno di conduzione (CTFs) e quelli utilizzati per i carichi di raffreddamento (RTFs) servono a modellare, rispettivamente l'inerzia termica delle singole pareti e la componente del carico dovuta alla radiazione.

Lo sviluppo del modello RTS ha richiesto l'assunzione di diverse ipotesi di base:

- Si presuppone che il calcolo del carico di raffreddamento sia fatto per un singolo giorno, considerando i restanti giorni con le stesse condizioni.
- Si sostituisce il bilancio termico sulla superficie esterna imponendo come condizione al contorno la temperatura aria-sole.
- Si include nel modello il bilancio di calore della superficie interna e il 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 sfasato.

Il RTSM usa un approccio semplificato per lo scambio di calore radiativo, in quanto ipotizza che le temperature delle altre superfici possano essere approssimate con la temperatura dell'aria interna e che la dipendenza delle temperature superficiali possa 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 (chiamato conduttanza superficiale) moltiplicato per la differenza tra la temperatura superficiale interna e la temperatura dell'aria. [23]

### 3.2.2.2 *Modello Grey box*

Il modello Grey-box rappresenta un approccio intermedio tra modello white box e black box, per questo motivo è chiamato anche modello ibrido. Utilizza delle semplificazioni e dunque presenta un tempo di calcolo minore e una maggiore facilità nella ricerca dati. Il primo step è quello di definire le condizioni al contorno in base alla geometria e ai materiali utilizzati nella struttura e fare delle approssimazioni dal punto di vista fisico [24]. I parametri del modello sono determinati tramite un algoritmo che calcola i valori ottimali per avere il minimo errore tra previsione e modello reale. Pertanto, rispetto ai modelli White-box richiede una minore quantità di dati e un tempo di calcolo ridotto, mentre a differenza dei modelli Black-box richiede una raccolta dati minore. Particolarmente diffusi sono i modelli a parametri concentrati, approfonditi nel paragrafo seguente e utili per valutare il comportamento termico dell'edificio e prevederne il carico [22].

### 3.2.3 Panoramica sui principali metodi di analisi energetica

Nella seguente tabella sono elencati i principali metodi che vengono usati per l'analisi energetica degli edifici.

Method	Data-Driven				Comments
	Forward	Empirical or Black-Box	Calibrated Simulation	Physical or Gray-Box	
<b>Steady-State Methods</b>					
Simple linear regression	-	X	-	-	One dependent parameter, one independent parameter. May have slope and y-intercept.
Multiple linear regression	-	X	-	-	One dependent parameter, multiple independent parameters.
Modified degree-day method	X	-	-	-	Based on fixed reference temperature of 18.3°C.
Variable-base degree-day method, or 3-P change point models	X	X	-	X	Variable base reference temperatures.
Change-point models: 4-P, 5-P	-	X	-	X	Uses daily or monthly utility billing data and average period temperatures.
ASHRAE bin method and data-driven bin method	X	X	-	-	Hours in temperature bin times load for that bin.
ASHRAE TC 4.7 modified bin method	X	-	-	-	Modified bin method with cooling load factors.
Multistep parameter identification	-	-	-	X	Uses daily data to determine overall heat loss and ventilation of large buildings.
<b>Dynamic Methods</b>					
Thermal network	X	-	-	X	Uses equivalent thermal parameters (data-driven mode).
Response factors	X	-	-	-	Tabulated or as used in simulation programs.
Fourier analysis	X	-	X	X	Frequency domain analysis convertible to time domain.
ARMA model	-	-	-	X	AutoRegressive Moving Average (ARMA) model.
PSTAR model	X	-	X	X	Combination of ARMA and Fourier series; includes loads in time domain.
Modal analysis	X	-	-	X	Building described by diagonalized differential equation using nodes.
Differential equation	-	-	-	X	Analytical linear differential equation.
Computer simulation (DOE-2, BLAST, EnergyPlus)	X	-	X	-	Hourly and subhourly simulation programs with system models.
Computer emulation (HVACSIM+, TRNSYS)	X	-	-	-	Subhourly simulation programs.
Artificial Neural Networks	-	X	-	-	Connectionist models.

Tabella 3.1 Classificazione dei metodi per l'analisi energetica degli edifici (ASHRAE, 2009)

Questi metodi sono stati divisi, come si è visto nel precedente capitolo, in stazionari e dinamici. Ai primi appartengono tutte quelle procedure che vengono usate per una rapida stima del fabbisogno energetico, mentre i modelli in regime dinamico, utilizzati in questo lavoro, sono più accurati e realistici

La maggior parte dei programmi di simulazione si basa su metodi che adoperano le funzioni di risposta oppure su metodi numerici alle differenze finite o ai volumi finiti.

Il primo metodo è utilizzato per la soluzione di sistemi di equazioni differenziali caratterizzati da parametri lineari tempo invarianti. I metodi numerici, invece, possono essere utilizzati per risolvere variabili nel tempo e sistemi di equazioni non-lineari; in particolare i metodi alle differenze finite attuano una discretizzazione del dominio di analisi e pertanto, contrariamente ai metodi basati sulle funzioni di risposta, richiedono la definizione della geometria da analizzare.

I metodi numerici sono preferibili perché preservano l'integrità spaziale e temporale dei sistemi energetici, ovvero risolvono i sistemi di equazioni alle derivate parziali simultaneamente ad ogni passo di calcolo. Inoltre riescono a gestire le interazioni tra i diversi flussi energetici facenti parte dell'analisi e riescono a studiare l'evoluzione dei parametri tempo-dipendenti ad ogni passo di integrazione [25].

### 3.3 MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI

I modelli a parametri concentrati (LPM), oggetto del caso studio, sono un'alternativa valida ai classici simulatori utilizzati per calcolare le prestazioni termiche di un edificio. Questa tecnica, detta anche modellazione RC o modellazione di reti termiche, è un metodo di analisi termica dinamica semplificato e rappresenta il modello più comune per la previsione del carico termico di un edificio.

I modelli a parametri concentrati si basano sul metodo delle differenze finite, utilizzato per risolvere le equazioni differenziali a derivate parziali che regolano la trasmissione di calore negli elementi di costruzione degli edifici. Il loro principale vantaggio è che una volta identificati i parametri del modello, il sistema può essere risolto analiticamente, evitando così problemi di convergenza e stabilità che tipicamente si presentano con i calcoli numerici [26].

Si basano sull'analogia termica-elettrica, modellando le pareti di un edificio come circuiti elettrici fatti di resistenza e capacità. Poiché ogni capacità termica del circuito equivalente corrisponde ad una variabile di stato del modello, il numero di capacità termiche definisce l'ordine del modello. Ridurre l'ordine del modello significa ridurre il numero di parametri da identificare, rendendo così il modello più semplice dal punto di vista del calcolo dinamico. I parametri della rete termica equivalente possono essere identificati analiticamente o in base ai dati disponibili di temperatura e di consumo energetico, per questo i modelli a parametri concentrati sono considerati un ibrido tra il modello a scatola nera e quello a scatola bianca. [27]

La modellazione a parametri concentrati presenta alcuni vantaggi rispetto alle tecniche di modellazione più avanzate dal momento che richiede dati di input meno dettagliati (il che è utile per i casi in cui gli input sono sconosciuti o difficili da raccogliere, come il caso di edifici già esistenti). Fornisce risultati a intervalli orari e non per forza mensili e, essendo molto più semplice, ha un tempo di calcolo minore, il che è utile nel caso in cui si voglia studiare un gran numero di edifici o nei casi di ottimizzazione energetica di edifici già esistenti [28]. Questo tipo di approccio può essere considerato molto "flessibile" dal momento che si può scegliere che risultati avere in base agli input che si hanno a disposizione, ad esempio si può calcolare la variazione di temperatura interna partendo dai consumi dell'edificio, come nel caso studio della tesi.

### 3.3.1 Analogia elettrotermica

Due sistemi si dicono analoghi quando sono retti da equazioni simili. Questo significa che l'equazione che descrive il comportamento di un sistema può essere trasformata nell'equazione dell'altro sistema cambiando semplicemente i simboli delle variabili.

Il flusso di calore attraverso una resistenza termica è del tutto analogo al flusso di corrente attraverso una resistenza elettrica: in un conduttore, il flusso di elettricità è guidato da una differenza di potenziale, così come il flusso termico è guidato da una differenza di temperatura.

Nello studio della trasmissione del calore, il flusso di potenza termica attraverso i corpi è dato da una espressione semplificata del tipo:

$$Q = \frac{\lambda}{s} (T_1 - T_2)$$

Q rappresenta il flusso termico trasmesso per conduzione,  $(T_1 - T_2)$  la differenza tra la temperatura delle superfici dell'elemento,  $s$  è lo spessore [m] e  $\lambda$  è la conduttività termica del materiale [W/m K].

Fondamentalmente questa espressione è molto simile a quella del flusso di corrente elettrica basato sulla legge di Ohm che stabilisce che il flusso della corrente elettrica ( $I$ ) tra due punti in un conduttore è uguale alla differenza di potenziale tra di essi ( $V_1 - V_2$ ) diviso la resistenza elettrica ( $R$ ).

La legge di Ohm può essere scritta nel seguente modo:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R}$$

La seguente tabella e la Figura 3.4 mostrano le analogie tra i due fenomeni.

<b>Conduzione termica</b>	<b>Conduzione elettrica</b>
Differenza di temperatura $T_1 - T_2$	Differenza di potenziale $V_1 - V_2$
Resistenza termica $s/\lambda$	Resistenza elettrica $R$
Flusso di calore $Q$	Corrente elettrica $I$

*Tabella 3.2 Analogia elettro-termica*

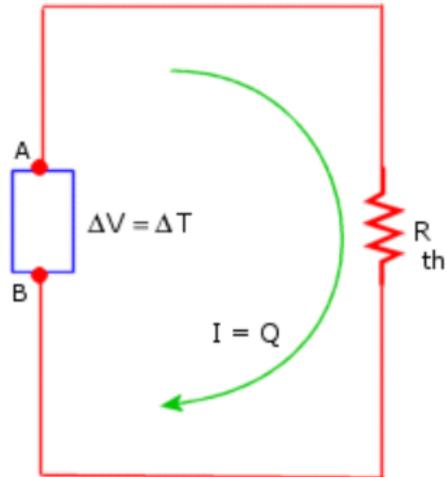


Figura 3.4 Circuito elettrico e analogia termica

Con i modelli a parametri concentrati si presume che la massa termica della struttura sia concentrata in un certo numero di capacità termiche, a seconda del tipo di modello [29]. Pertanto, sono spesso indicati come modelli xRyC, dove x è il numero di resistenze termiche e y il numero di capacità termiche del circuito elettrico equivalente.

Questi modelli si basano su due ipotesi principali:

- Linearità del meccanismo di trasmissione del calore;
- Rappresentazione delle caratteristiche della parete multistrato mediante parametri concentrati [30].

Il modello a parametri concentrati può essere risolto con un sistema di n equazioni di bilancio termico, dove n è il numero di nodi della rete termica corrispondente.

La Figura 3.5 mostra un esempio del nodo di temperatura di un circuito equivalente, per cui vale il seguente bilancio termico:

$$H_0(\vartheta_{0,t} - \vartheta_{1,t}) + H_1(\vartheta_{2,t} - \vartheta_{1,t}) + \Phi_{1,t} = C_1 \frac{\vartheta_{1,t} - \vartheta_{1,t-dt}}{\Delta t}$$

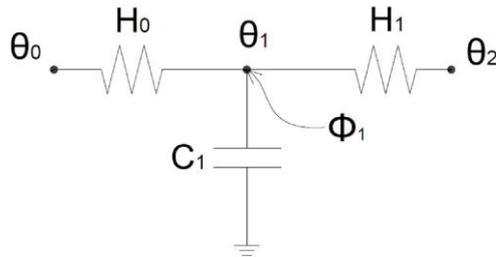


Figura 3.5 Nodo di riferimento

Nelle simulazioni energetiche il sistema ha un grado di libertà. Questo porta a due possibili utilizzi del modello a parametri concentrati:

- Calcolo del carico termico: la temperatura dell'aria interna è fissata dall'utente e viene calcolata l'energia necessaria all'edificio per mantenere la temperatura interna imposta.
- Calcolo della temperatura dell'aria interna: il carico termico viene imposto dall'utente e si calcola la temperatura dell'aria interna.

Questi modelli non includono il calcolo del calore latente (da fornire o sottrarre in base alla stagione di riferimento).

### 3.3.2 Evoluzione dei modelli a parametri concentrati

Il primo a definire il comportamento dinamico degli elementi di un edificio attraverso l'analogia elettrica è stato Beuken [31], che ha definito una rete elettrica generica con  $n$  capacità. Questo studio ha costituito la base per il modello con  $n$ -capacità proposto da Rouvel [32] che descrive ogni elemento edilizio utilizzando un modello del primo o del secondo ordine. Qualche anno dopo, Laret [33] ha proposto un semplice metodo analitico per rappresentare ogni elemento costruttivo con una rete di due resistenze e una capacità.

Sulla base di questo modello, Lorenz e Masy [34] hanno raggruppato tutti gli elementi costruttivi in un modello semplice con due costanti temporali: una per il volume d'aria e una per la struttura dell'edificio. Successivamente, Crabb et al. [35] hanno usato un modello di primo e secondo ordine basato sulle analisi di Lorenz e Masy per prevedere la temperatura dell'aria interna in una scuola e lo studio ha mostrato una buona approssimazione tra i risultati ottenuti di temperatura interna dell'aria e le temperature registrate.

Il modello di terzo ordine è stato proposto da Tindale [36] che ha aggiunto terza capacità collegata al nodo sole-aria ed ha dimostrato che il modello di ordine superiore risulta più accurato del precedente con due capacità.

Antonopoulos e Koronaki [37] hanno studiato gli effetti della capacità termica per diversi edifici: è stata calcolata la capacità termica totale (somma dei prodotti di densità, spessore e capacità termica specifica di tutti i componenti dell'edificio) per 12 edifici con diverse dimensioni e diversi tipi di isolamenti termico. I risultati hanno mostrato che la capacità (normalizzata in base alla superficie del pavimento) è molto grande nel caso di edifici ben isolati e ancor maggiore per gli involucri non isolati.

Fraisse et al. [38] hanno proposto di aggiungere due ulteriori capacità (modello 3R4C) corrispondenti al 5% delle capacità termica totale della struttura dell'edificio per studiare il comportamento della parete in risposta alla variazione di temperatura interna. I risultati dello studio hanno mostrato che la risposta alle sollecitazioni ad alta frequenza (guadagni di calore o variazioni di temperatura) diventa importante quando il passo temporale della simulazione è minore di un'ora.

Nielsen [39] invece ha sviluppato un semplice modello di due nodi da utilizzare nelle prime fasi della progettazione degli edifici. Il comportamento dell'edificio in regime transitorio durante le stagioni

di riscaldamento e raffreddamento è stato valutato calcolando la temperatura dell'aria interna, rispettivamente, la prima settimana di gennaio e quella di luglio e il modello ha prodotto risultati affidabili. In seguito, Kämpf e Robinson [40] hanno modificato leggermente la struttura del modello di Nielsen e hanno calcolato il carico termico di otto stanze, concludendo che il modello di secondo ordine riproduce accuratamente sia il fabbisogno energetico che il transitorio termico e che l'accuratezza dipende dal tipo di struttura considerata.

Gouda et al. [41] ha dimostrato che il modello 3R2C è il più accurato per riprodurre il comportamento dinamico dei singoli elementi della struttura. Questi elementi sono stati quindi raggruppati, definendo un unico modello di undicesimo ordine per prevedere la temperatura dell'aria interna dell'edificio considerato ed è stata riscontrata una maggior precisione rispetto al modello di sesto ordine di Lorenz e Masy. In base alla analisi effettuate su diversi edifici, lo studio di Gouda ha definito un metodo di ottimizzazione per rappresentare i parametri da utilizzare in base al tipo di struttura edilizia.

La Figura 3.6 mostra un modello semplificato del secondo ordine. La resistenza e la capacità totale si possono facilmente calcolare attraverso le proprietà dei materiali dei vari strati che compongono la parete. Le tre resistenze invece e le due capacità si ricavano tramite i fattori ricavati dall'analisi di Gouda et al. [41]

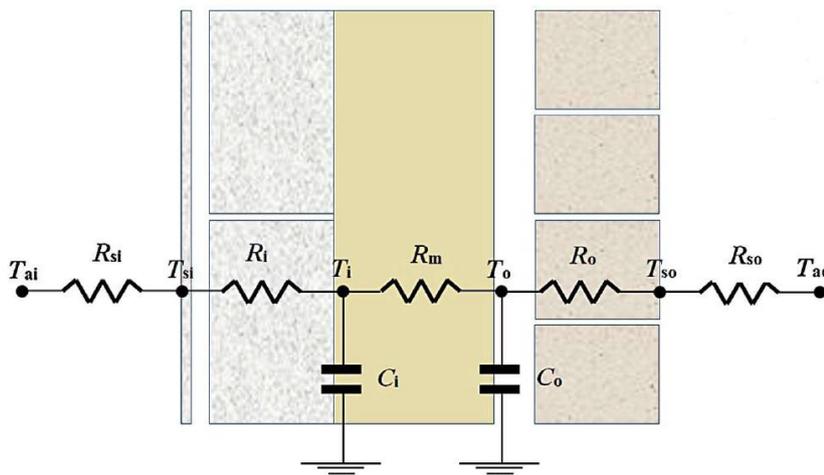


Figura 3.6 Modello semplificato 3R2C [41]

Rouvel e Zimmermann [42] hanno, invece, utilizzato un approccio diverso, dividendo gli elementi costituenti della struttura in base al carico a cui sono sottoposti (carico simmetrico o asimmetrico). Il risultato di questa procedura è un modello con due costanti di tempo simili: una per le pareti adiabatiche e un'altra per quelle non adiabatiche. Di solito gli elementi sono divisi in partizioni interne e pareti esterne, e poi legati attraverso un collegamento in parallelo dei circuiti RC equivalenti di ognuno. In questo modo si ricava una soluzione analitica caratteristica di ciascun elemento e utilizzabile per tutti gli elementi con le stesse condizioni al contorno.

Più recentemente, Rodriguez Jara et al. [43] hanno proposto un metodo per valutare analiticamente i parametri di un modello di primo ordine. Questo metodo si basa sull'ipotesi che la posizione della capacità termica varia ad ogni passo temporale e ha mostrato risultati promettenti per quanto riguarda l'accuratezza termica e il comportamento dei singoli elementi costruttivi.

La ISO 13790 descrive il metodo di calcolo dello stato quasi-stazionario (mensile) e un metodo dinamico semplice (orario), basato su un modello del primo ordine con cinque resistenze e una capacità termica. In conformità con la norma ISO15265, questo modello è considerato valido solo per quanto riguarda il fabbisogno mensile [44], mentre riporta errori importanti nei calcoli orari [45].

La norma internazionale ISO 52016 [46] sostituirà la ISO 13790 e sarà valida per il calcolo del fabbisogno orario di riscaldamento e raffreddamento. Questa nuova norma non raggruppa tutti i componenti dell'edificio in un unico elemento come fa il precedente, ma li divide in cinque o in due nodi a seconda del tipo di componente, che sia opaco e meno. ISO 13791 [47] e ISO 13792 [48] delineano la procedura per definire modelli semplificati e calcolare la temperatura interna dell'aria di una camera singola in condizioni orarie transitorie. Il modello nC di Rouvel è stato considerato il più attendibile secondo la ISO 13792, con deviazioni di temperatura interna rispetto a quella di riferimento di -1 K/+1 K.

### 3.3.3 Confronti con altri modelli

In letteratura sono stati fatti studi per esaminare la validità e l'accuratezza dei modelli a parametri concentrati per diverse condizioni climatiche e diversi tipi di strutture [49]. Nell'articolo [22] sono state modellate una stanza singola e un appartamento con un modello descritto nella ISO 13790 [50] (modello 5R1C) con una capacità e con il modello a due capacità (7R2C) descritto in VDI 6007-1 [51], tenendo in considerazione quattro diverse strutture edilizie in quattro diverse condizioni climatiche. Le seguenti figure mostrano il circuito equivalente in entrambi i modelli.

Nel modello 5R1C [50], l'intera massa termica dell'edificio è concentrata in un unico elemento, mentre il modello 7R2C distingue i componenti in adiabatici e non adiabatici e assegna una capacità termica ad ognuno. Le reti che rappresentano questi elementi vengono poi collegate in parallelo poiché sono attraversati dallo stesso flusso.

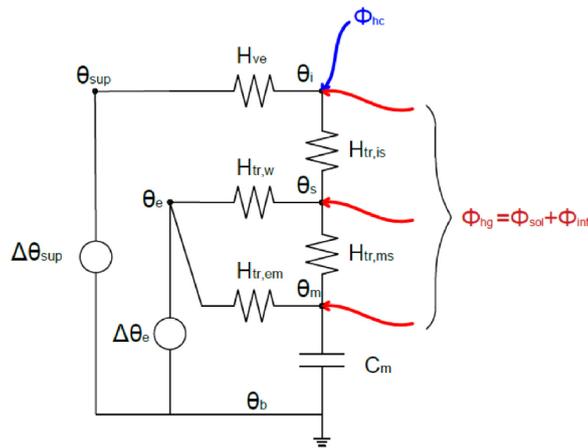


Figura 3.7 Modello 5R1C [49]

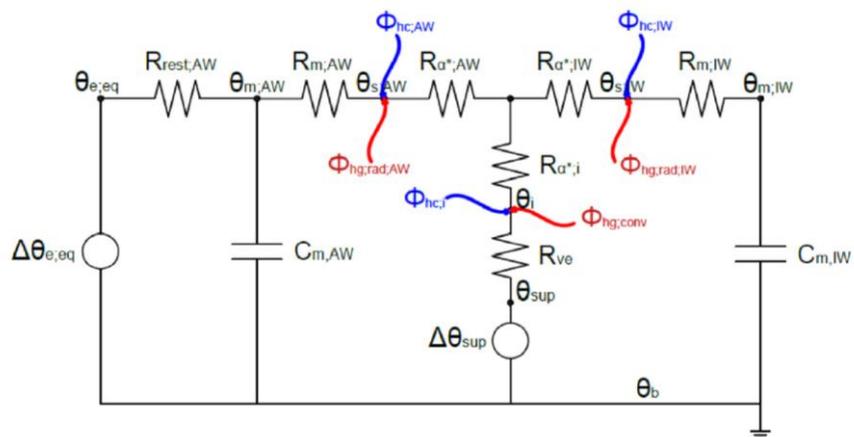


Figura 3.8 Modello 7R2C [49]

I risultati dei modelli semplificati sono stati poi confrontati con quelli ottenuti su TRNSYS, al fine di valutare quale modello tra il 7R2C e il 5R1C si avvicini di più al reale comportamento dell'edificio, in termini di fabbisogno energetico stagionale, carichi di punta e comportamenti termici transitori. È stato utilizzato un approccio analitico al fine di ottenere risultati che non dipendono dalla procedura di identificazione dei parametri [29]. L'utilizzo di modelli tratti da standard rende i risultati riproducibili e consente di generalizzare i risultati relativi alle diverse condizioni climatiche e strutture edilizie. Inoltre, mentre la maggior parte degli studi utilizza la temperatura dell'aria interna come unica variabile di uscita, in questo lavoro sono stati valutati anche il carico di riscaldamento e raffreddamento per verificare l'accuratezza del modello.

Dai risultati di questi studi è emerso che il modello 7R2C risulta essere più preciso per la presenza della seconda capacità termica che permette la divisione dei componenti tra adiabatici e non adiabatici. Inoltre, la presenza di due nodi permette una migliore distribuzione degli apporti di calore sulla superficie delle pareti e l'introduzione dei flussi radiativi all'interno dell'edificio. Da questo studio si può anche notare come l'errore commesso nei modelli semplificati sia maggiore nel caso di raffrescamento rispetto a quello durante la stagione invernale.

## 4 CASO STUDIO: ENERGY CENTER

---

In questo lavoro di tesi sono state valutate le prestazioni energetiche di un ufficio all'interno dell'Energy Center. L'edificio si trova a Torino in Via Paolo Borsellino, 18. La zona climatica corrispondente è la 'E', che prevede l'accensione degli impianti di riscaldamento nel periodo invernale prevista per il 15 ottobre, con spegnimento il 15 aprile. La temperatura esterna minima di progetto (secondo UNI 5364 e successivi aggiornamenti) è di  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  e i gradi giorno della zona d'insediamento (determinati in base al DPR 412/93) sono pari a 2617 GG.



*Figura 4.1 Foto della facciata principale dell'Energy Center*

Nel 2016 il Politecnico di Torino ha lanciato l'Energy Center Initiative (ECI), per avviare una serie di azioni e progetti che daranno supporto e consiglio alle autorità locali e agli enti nazionali, sulle politiche e tecnologie energetiche da adottare. L'Energy Center ha l'obiettivo di incentivare lo sviluppo di nuove iniziative imprenditoriali nel settore energetico grazie alla ricerca accademica, all'innovazione e alle partnership. Le aziende e la pubblica amministrazione hanno la possibilità di collaborare grazie a questa piattaforma "orizzontale" multidisciplinare di conoscenze e strumenti, mettendo insieme diversi background e competenze nei diversi settori.

Ad oggi, in EC sono attive una decina di iniziative diverse, tra aziende e laboratori congiunti con il Politecnico, per una occupazione complessiva di circa il 60% degli spazi disponibili per uffici, cui vanno ad aggiungersi 450 m<sup>2</sup> di laboratori, sale riunioni e ampi spazi destinati ad uso comune, oltre ad un auditorium che può ospitare fino a 150 persone. Le pratiche di DSM non sono ancora molto diffuse in Italia, e l'Energy Center può essere un ottimo centro di sviluppo e di implementazione pratica di queste, oltre che un riferimento per conoscenze e competenze riguardo queste nuove strategie.

## 4.1 DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO

Il fabbricato è costituito da un unico blocco, con volume lordo di circa 30000 m<sup>3</sup> e superficie utile di 5441 m<sup>2</sup>. L'edificio si sviluppa su quattro piani e un seminterrato. Il Piano Seminterrato presenta un parcheggio interrato di circa 50 posti auto, dotato di due colonnine di ricarica per veicoli elettrici, e uno spazio interno che ospiterà l'Energy Center Lab, un'area ufficio per i ricercatori. Inoltre, al piano interrato sono presenti i locali tecnici che ospitano gli impianti di riscaldamento e raffrescamento, il sistema di distribuzione dei fluidi (pompe), due delle cinque Unità di Trattamento dell'Aria (UTA) installate, il gruppo Uninterruptible Power Supply (UPS) e il generatore diesel di emergenza. Il Piano Terra ospita una sala, che si sviluppa per tutti gli altri tre piani, con una hall, un Auditorium da circa 150 posti, e un Laboratorio. Il livello a mezz'aria presenta la Sala Controllo dove è installata la Sala PC attraverso la quale è possibile gestire il Sistema di Supervisione dell'edificio. Al primo, secondo e terzo piano, infine, sono presenti gli uffici che accolgono aziende e ricercatori del Politecnico di Torino.

È stata data una grande attenzione ai materiali e alle forme per massimizzare la luce nelle ore diurne nell'edificio e ridurre al minimo il consumo di energia all'interno. Grazie a queste caratteristiche si ottengono prestazioni ad altissima efficienza: i fabbisogni energetici calcolati per il riscaldamento degli spazi sono pari a 0,89 kWh/(m<sup>3</sup> a).

I fabbisogni energetici della struttura vengono soddisfatti da due vettori energetici:

- Calore: fornito attraverso la connessione alla rete di teleriscaldamento del Comune di Torino.
- Elettricità: fornita attraverso la connessione alla rete elettrica.

L'Energy Center presenta due fonti di energia rinnovabili:

- Un impianto fotovoltaico da 47 kW per la produzione di energia elettrica.
- Un impianto solare termico di 30 m<sup>2</sup> per la produzione di acqua calda sanitaria.

Considerando tutti i servizi energetici presenti, l'edificio rientra nella classe energetica A1, con un indice di prestazione energetica globale non rinnovabile di 119,89 kWh/m<sup>2</sup>/anno.

In seguito, sono descritti, in maniera più dettagliata, gli impianti installati nella centrale termica che soddisfano i vari fabbisogni energetici; in particolare gli elementi installati nel locale in cui è collocata la centrale termofrigorifera e i terminali di erogazione, che permettono di raggiungere e mantenere le condizioni di comfort all'interno dei locali.

#### 4.1.1 Tecnologie installate

Il locale tecnico è situato al piano interrato e ospita diversi impianti per il riscaldamento, raffrescamento e la produzione di ACS, le cui caratteristiche sono riassunte nella tabella. In particolare, tramite le schede tecniche, sono stati elencati i componenti installati in centrale, i corrispondenti servizi energetici da fornire e i parametri che li caratterizzano.

Componente		Parametro	Valore
<b>Gruppo polivalente geotermico (acqua-acqua)</b>	Riscaldamento	COP	4,44
		Potenza nominale	473,7 kW
		Potenza assorbita	104,7 kW
	Raffrescamento (senza recupero)	EER	5,65
		Potenza nominale	442,7 kW
		Potenza assorbita	73,7 kW
	Raffrescamento (con recupero)	TER	7,94
		Potenza nominale	362 kW
		Potenza assorbita	103,4 kW
<b>Chiller ad assorbimento</b>		EER	0,7
		Calore assorbito	~ 200 kW
		Potenza assorbita	2,5 kW
<b>Sottostazione del teleriscaldamento</b>	Riscaldamento	Potenza nominale	350 kW
	ACS	Potenza nominale	50 kW
	Alimentazione gruppo ad assorbimento	Potenza nominale	255 kW
<b>Serbatoi per accumulo termico</b>	Acqua calda	Capacità	4000 l
	Acqua fredda	Capacità	4000 l
	Acqua calda da solare termico	Capacità	1000 l
<b>Boiler</b>	ACS	Capacità	1500 l

Tabella 4.1 Parametri energetici caratteristici delle apparecchiature installate nella centrale termica

Sono presenti tre scambiatori di calore per l'allacciamento alla rete di teleriscaldamento con usi differenti: uno per riscaldamento, uno per la produzione di ACS e uno per l'alimentazione del chiller ad assorbimento.

Nel locale tecnico è installata anche una macchina frigorifera ad assorbimento alimentata dalla rete di teleriscaldamento, tramite lo scambiatore SC-03 da 255 kW. Questa macchina frigorifera utilizza energia elettrica e il calore ceduto da una sorgente per produrre acqua refrigerata. Il circuito frigorifero ad assorbimento funziona con una miscela di acqua e bromuro di litio (LiBr) e deve essere alimentato con acqua calda ad una temperatura di 110°C. Dalla documentazione raccolta, la potenza frigorifera nominale del chiller ad assorbimento installato è di 155 kW. La sua caratteristica principale è che richiede calore per funzionare, ma poca elettricità. In realtà, è stato testato dopo la costruzione dell'edificio, ma mai utilizzato per tre motivi principali. In primis perché rappresenta un sistema molto sofisticato che richiede una manutenzione accurata e frequente; poi il fluido di alimentazione deve avere una temperatura di 90-110 ° C, cosa non sempre garantita. Inoltre, la sua capacità di refrigerazione potrebbe non essere sufficiente a coprire l'intera richiesta di raffreddamento nel periodo estivo.

#### 4.1.2 Sottostazione del teleriscaldamento

La richiesta di energia termica è soddisfatta principalmente dalla rete di teleriscaldamento della città di Torino. Il 98% dell'energia immessa in rete viene prodotta attraverso impianti di cogenerazione a ciclo combinato alimentati a gas naturale, nelle quali avviene la produzione simultanea di energia elettrica ed energia termica. Le potenze complessive di questi impianti, collocati nella cintura di Torino, sono di 1200 MW elettrici e 740 MW termici. Ci sono delle sottostazioni allacciate ai singoli edifici con delle reti di tubazione interrata; in queste sottostazioni sono collocati degli scambiatori di calore che permettono il trasferimento di energia termica dalla rete di teleriscaldamento all'edificio.

Questo avviene tramite il passaggio dell'acqua nelle tubazioni che cede calore e completa il proprio ciclo tornando ai centri di produzione ad una temperatura inferiore.

L'impianto è allacciato alla rete attraverso tre diversi scambiatori per il riscaldamento, la richiesta di ACS e il raffreddamento. Le potenze nominali sono rispettivamente di 350 kW, 50 kW e 255 kW.

Nella Figura 4.2 sono schematizzati i tre scambiatori collegati alla rete e le relative potenze nominali.

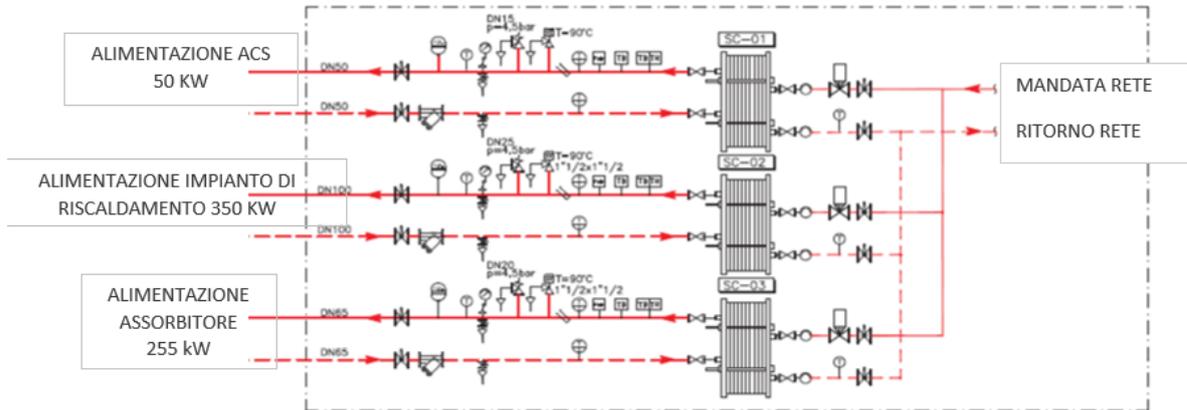


Figura 4.2 Schema dei tre scambiatori collegati alla rete del teleriscaldamento con relative potenze nominali

#### 4.1.3 Serbatoi per accumulo termico

Sono stati installati due serbatoi per accumulo termico di acqua calda e fredda di 4000 lt, per favorire l'inerzia termica degli impianti.

Inoltre, nel locale tecnico è presente un boiler, alimentato dalla rete di teleriscaldamento, per la produzione di acqua calda sanitaria con una capacità di 1500 lt. L'acqua viene riscaldata da una serpentina al cui interno scorre acqua calda, fornita dal teleriscaldamento o dalla pompa di calore polivalente. Nella Figura 4.3 è schematizzata l'alimentazione del boiler, la parte disegnata piena in nero della valvola deviatrice è sempre aperta e le connessioni possibili sono solo A-C se alimentata dal gruppo polivalente o A-B se alimentata dal Teleriscaldamento. Quando la temperatura di set point viene raggiunta, la pompa EP13, che permette al fluido caldo di alimentare la serpentina, si arresta. Il flusso rosso tratteggiato rappresenta il circuito di acqua calda sanitaria di ricircolo.

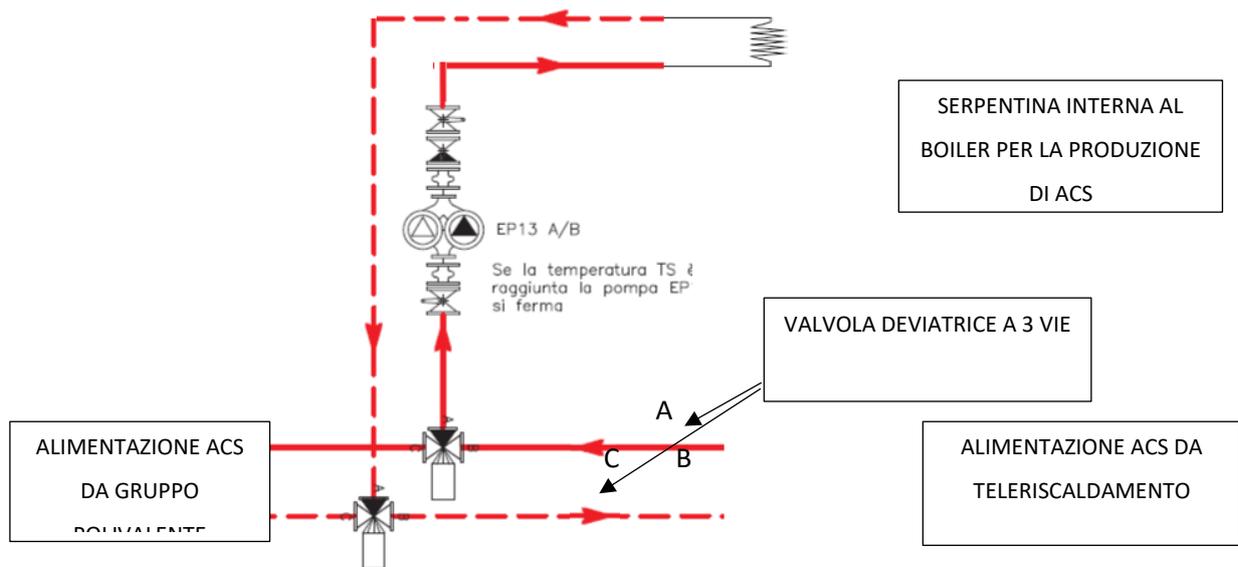


Figura 4.3 Alimentazione del boiler da 1500 lt per la produzione di ACS

L'acqua calda prodotta per usi sanitari è inviata all'edificio attraverso un miscelatore elettronico programmabile, che garantisce la temperatura di utilizzo ed il lavaggio antilegionella. Quest'ultimo viene effettuato nel corso delle ore notturne, durante il non utilizzo dei locali.

Come si può vedere dalla Tabella 4.1, è installato anche un serbatoio di accumulo da 1000 litri che contribuisce alla produzione di acqua calda sanitaria, alimentato da un impianto solare termico. Il sistema è costituito da collettori a tubi vetrati sottovuoto, con un angolo di inclinazione di 15°. I pannelli sono posizionati in copertura ed hanno una superficie utile di cattura di circa 30 m<sup>2</sup> con cui si ottiene una potenza di picco di circa 10 kW e una producibilità annua di 12500 kWh.

#### 4.1.4 Gruppo polivalente geotermico

Un altro elemento della centrale termica in grado di produrre acqua calda è la pompa di calore polivalente geotermica che, tramite l'assorbimento di energia elettrica, è in grado di produrre acqua calda e acqua refrigerata, anche simultaneamente, sfruttando un circuito di acqua di falda. Ha una potenzialità termica di 473 kW e una potenzialità frigorifera di 442 kW che permette di soddisfare interamente il fabbisogno di energia frigorifera per il raffrescamento dell'edificio. È costituito da due compressori a vite (uno per ogni circuito), tre scambiatori a fascio tubiero, due dei quali funzionano rispettivamente da evaporatore per la produzione di acqua fredda e da condensatore per la produzione di acqua calda, e uno lato sorgente che funge da condensatore o evaporatore a seconda della richiesta. La macchina è dotata di un sistema di regolazione per termoregolazione rispetto alla temperatura di ritorno e una regolazione della portata primaria per controllarne la potenza in base al carico richiesto.

La Figura 4.4 mostra uno schema semplificato dell'unità polivalente.

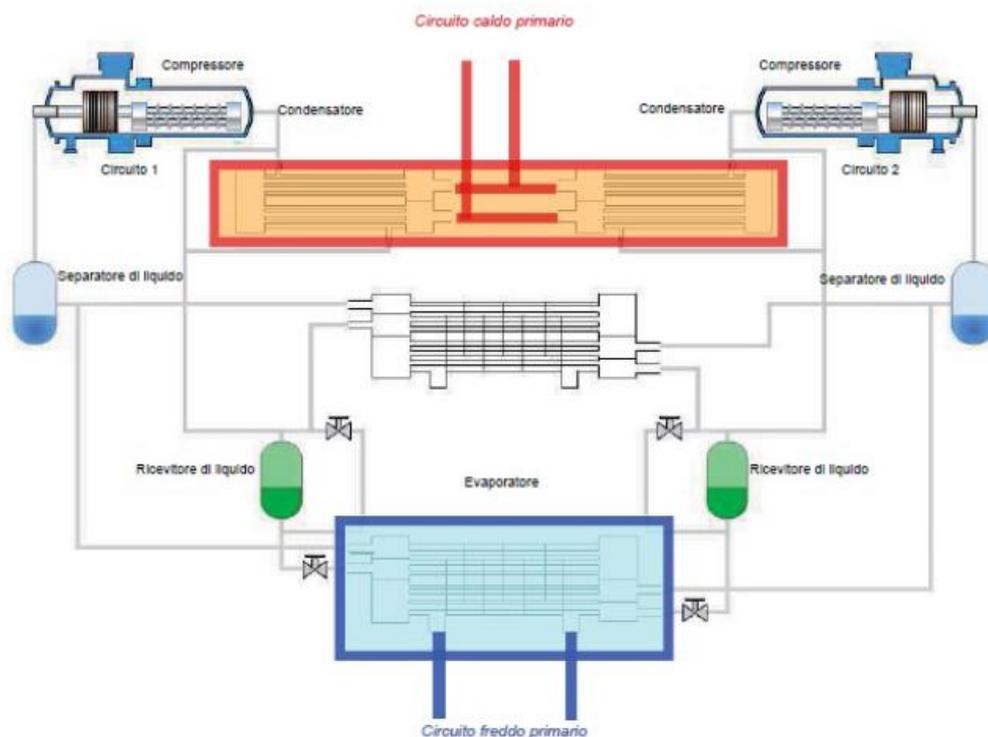


Figura 4.4 Schema semplificato dell'unità polivalente

La caratteristica principale del gruppo polivalente è la possibilità di produrre simultaneamente acqua calda e acqua refrigerata, a seconda della richiesta di carico termico. Il passaggio da una modalità all'altra avviene automaticamente, tramite un microprocessore a bordo unità.

Si possono distinguere tre diverse configurazioni di funzionamento:

- Produzione di sola acqua fredda (Chiller): lo scambiatore ausiliario è utilizzato come condensatore, viene ceduta energia termica all'acqua di falda e l'acqua del circuito primario freddo viene raffreddata attraverso lo scambio termico nell'evaporatore.
- Produzione di sola acqua calda (Pompa di calore): lo scambiatore ausiliario in questa configurazione funge da evaporatore, l'acqua del circuito primario caldo viene riscaldata attraverso lo scambio termico nel condensatore, mentre il calore di evaporazione viene ottenuto dall'acqua prelevata dalla falda.
- Produzione combinata di acqua calda e refrigerata: il gruppo si comporta come un'unità acqua-acqua, gestendo la condensazione e l'evaporazione su due distinti scambiatori associati alle sezioni dell'impianto rispettivamente preposte per la circolazione dell'acqua calda e refrigerata. L'energia frigorifera e termica viene resa disponibile rispettivamente all'evaporatore e al condensatore ai quali sono connessi idraulicamente i due circuiti (freddo e caldo rispettivamente) dell'impianto a 4 tubi.

La produzione simultanea prevede a sua volta diversi schemi di funzionamento, la Figura 4.5 ne rappresenta alcuni esempi.

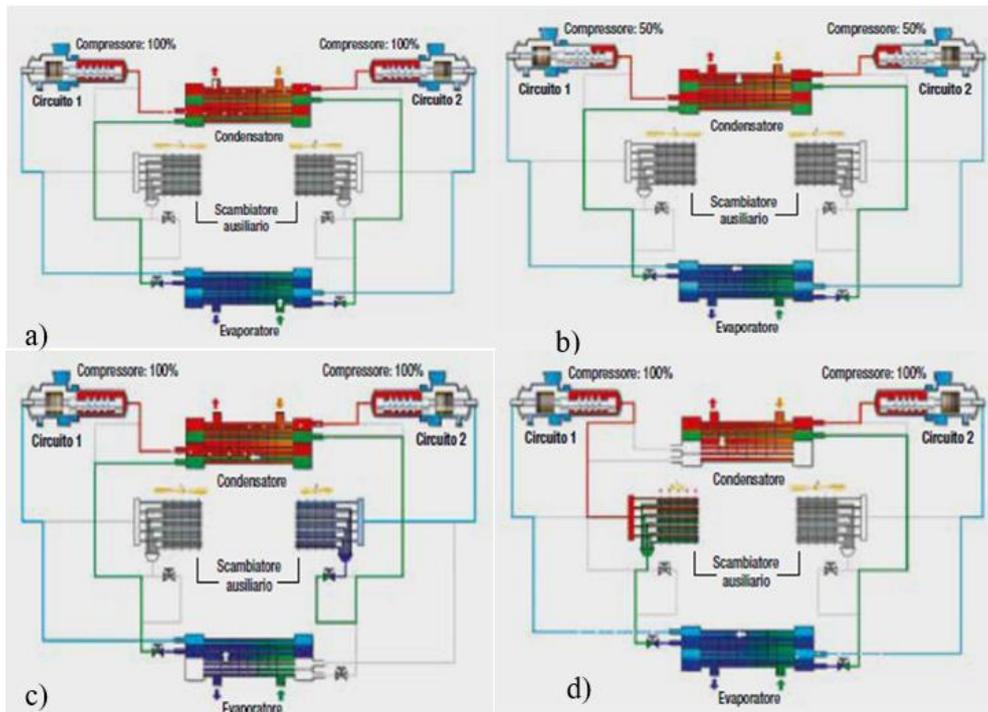


Figura 4.5 Esempi di operazione dell'unità polivalente in base alla richiesta termica e frigorifera

Nel caso "a" le richieste di energia dal circuito caldo e dal circuito freddo sono coincidenti, dunque entrambi i circuiti lavorano alla massima potenza. Il fluido evapora nello scambiatore posizionato nel lato freddo e condensa in quello nel lato caldo e lo scambiatore ausiliario non viene utilizzato. Nell'esempio "b", il carico richiesto dal sistema è pari al 50% del totale, ogni circuito lavora quindi in parzializzazione attraverso la regolazione dei compressori e lo scambiatore ausiliario non entra in funzione. In questa particolare condizione l'evaporatore e il condensatore risultano sovradimensionati, consentendo di raggiungere efficienze ancora maggiori. Nei casi "c" e "d" entrambi i circuiti lavorano separatamente alla produzione dell'energia necessaria rispettivamente per il raffreddamento e il riscaldamento dell'ambiente, ma con diverse richieste da parte delle utenze. La configurazione "c" si ha quando la richiesta di energia termica è ridotta e lo scambiatore ausiliario viene usato per smaltire l'energia termica di condensazione in eccesso in falda: il fluido operativo della macchina si raffredda cedendo calore al flusso di acqua di falda. Il caso "d" è

l'opposto del caso "c" e il circuito dell'acqua di falda viene raffreddato per smaltire l'energia frigorifera in eccesso, sempre attraverso lo scambiatore ausiliario.

#### 4.1.5 Terminali di erogazione

L'energia termica e frigorifera prodotta dalle apparecchiature installate in centrale, descritte precedentemente, viene distribuita alle utenze dell'edificio. I fabbisogni degli ambienti sono determinati seguendo le indicazioni della normativa UNI/TS 11300 parte 2-3, attraverso la quale vengono dimensionati gli impianti di climatizzazione dei singoli locali. La norma UNI 10339 indica i valori di temperatura da mantenere nei locali durante la stagione invernale e durante la stagione estiva:

- Riscaldamento:  $T_{\text{set-point}} = 20 \pm 2 \text{ } ^\circ\text{C}$  u.r. =  $50 \pm 5 \%$  (*umidità relativa*)
- Raffrescamento:  $T_{\text{set-point}} = 26 \pm 2 \text{ } ^\circ\text{C}$  u.r. =  $50 \pm 5 \%$  (*umidità relativa*)

La climatizzazione degli ambienti in inverno e in estate è necessaria per raggiungere e mantenere il livello di temperatura interna che rispetti il comfort degli occupanti. Attraverso i sistemi di erogazione e i relativi terminali installati nei locali da climatizzare, è possibile erogare l'energia termica o frigorifera richiesta. Dalla documentazione fornita si vede che ci sono diverse tipologie di terminali di erogazione presenti nell'Energy Center, distinti in base al tipo di utilizzo. I circuiti ad acqua utilizzano come terminali dei pannelli radianti a soffitto e dei pannelli radianti a pavimento, posizionati nella hall e negli uffici del primo, secondo e terzo piano. L'acqua costituisce il fluido termovettore degli impianti di climatizzazione idronici presenti all'Energy Center e l'effetto utile è prodotto tramite i terminali installati nei locali della struttura.

I circuiti ad aria sono costituiti dalle unità di trattamento aria, chiamate "UTA". Gli impianti ad aria garantiscono il corretto ricambio di aria negli ambienti, il livello di temperature e di qualità dell'aria, in modo da rientrare nei parametri normativi relativi alla percentuale di umidità relativa e presenza di  $\text{CO}_2$ .

L'Energy Center dispone di cinque impianti UTA, di cui tre ad "aria primaria" e due a "tutt'aria". Le unità di trattamento aria ad aria primaria garantiscono sia il comfort termico che la qualità dell'aria. La tipologia a "tutt'aria" invece è in grado di soddisfare solo gli standard di qualità dell'aria, mentre il comfort termico è controllato dai terminali alimentati dal circuito idronico. Per compiere i processi di trattamento dell'aria, gli impianti UTA utilizzano batterie di riscaldamento e raffreddamento, richiedendo rispettivamente potenza termica e frigorifera. Le

potenze di cui necessitano le batterie sono fornite dalla centrale termofrigorifera attraverso la produzione di acqua calda e acqua refrigerata. Per quanto riguarda le potenze termiche nominali delle batterie degli impianti UTA, esse comprendono le potenze richieste per antigelo, preriscaldamento e postriscaldamento dell'aria; le potenze frigorifere riguardano invece le fasi di preraffreddamento e raffreddamento.

Tramite la documentazione raccolta è possibile anche elencare, tramite la Tabella 4.2, i terminali installati nell'edificio, la loro ubicazione e le rispettive potenze nominali, calcolate in fase di progetto. Inoltre, nella Tabella 4.3 sono elencate le temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua.

<b><i>Impianto (ubicazione)</i></b>	<b><i>Locali climatizzati</i></b>	<b><i>Potenza Termica [kW]</i></b>	<b><i>Potenza Frigorifera [kW]</i></b>
<b>UTA (copertura)</b>	Uffici NO Piano 1,2,3	217.4	121.9
<b>UTA (copertura)</b>	Uffici NE Piano 1,2,3	32.6	31.7
<b>UTA (copertura)</b>	Auditorium	50.2	55.4
<b>UTA (piano int. Locale tecnico)</b>	Ristorante	15.9	45.4
<b>UTA (piano int. Locale tecnico)</b>	Atrio	33.2	43.5
<b>Pannelli radianti a pavimento</b>	Atrio e uffici piano 1,2,3	36	20
<b>Pannelli radianti a soffitto</b>	Uffici piano 1,2,3	68	65
<b>Radiatori e recuperatori</b>	Servizi sanitari WC	96	/
<b>Split ad espansione diretta</b>	UPS Sala controllo	/	22

*Tabella 4.2 Terminali di erogazione con rispettiva ubicazione e potenze richieste*

<b>Utenza</b>	<b>Fluido termovettore</b>	<b>Temperatura Mandata/Ritorno [°C]</b>
<b>Pannelli radianti a soffitto</b>	Acqua Calda	35/30
	Acqua Refrigerata	16/20
<b>Pannelli radianti a soffitto</b>	Acqua Calda	37/21
	Acqua Refrigerata	14/20
<b>UTA</b>	Acqua Calda	45/40
	Acqua Refrigerata	7/12
<b>Radiatori</b>	Acqua Calda	45/40

*Tabella 4.3 Temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua richiesti dalle utenze*

### **Impianto Pannelli radianti a pavimento**

Un impianto a pannelli radianti è stato adottato sia per il riscaldamento invernale che per il raffrescamento estivo. Quello a pavimento è un impianto a due tubi ed è stato dimensionato in modo da consentire una resa di circa di 85-90W/m<sup>2</sup> in riscaldamento. La resa in raffreddamento invece non è ben definibile, ma può essere stimata ed è di circa 30-40 W/m<sup>2</sup>. L'impianto a pannelli radianti a pavimento è realizzato con tubazioni in multistrato posati a pavimento a serpentina od a chiocciola, inglobate in lastre in polistirene espanso.

Per i fluidi sono previste due partenze, una per ciascun collettore (caldo e freddo), che alimentano i pannelli suddetti. La partenza è servita da due elettropompe a portata variabile con motori ad altissima efficienza, una di riserva all'altra. Dato che l'impianto è a due tubi, viene effettuato il ricircolo e la miscelazione con un opportuno gruppo di miscelazione in centrale costituito da valvole miscelatrici e deviatrici (estate/inverno).

Inoltre, ci sono delle sonde che misurano la eventuale presenza di condensa sul collettore e, in tal caso, arrestano la circolazione del fluido vettore. Ogni locale è dotato di una o più sonde (a seconda delle dimensioni dell'ambiente) che agiranno sulle valvole a due vie poste su ciascun collettore. Ci

sono due collettori a piano terra e un collettore per ogni piano fino al terzo, che sono comandati dal sistema di supervisione in relazione alla temperatura ambiente dell'area controllata e del Set-point.

L'integrazione di energia termica o frigorifera nelle condizioni di massimo carico sarà affidata all'apporto di aria primaria la cui temperatura di mandata sarà controllata dal sistema di supervisione in funzione della temperatura esterna e delle condizioni ambiente.

### **Impianto Pannelli radianti a soffitto**

Il riscaldamento e condizionamento dei locali al primo, secondo e terzo piano (lato nordovest e nord-est) è fornito dai pannelli radianti a soffitto. I controsoffitti radianti sono di tipo metallico, costituiti da pannelli di grande dimensione montati su appositi bandraster di larghezza fino a 15 cm e hanno le seguenti rese:

- Emissione Frigorifera:  $91,2 \text{ W/m}^2$  con  $T_{\text{ambiente}}$  di  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{media}}$  dell'acqua di  $16.25 \text{ }^\circ\text{C}$
- Emissione Termica:  $89,7 \text{ W/m}^2$  con  $T_{\text{ambiente}}$  di  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{media}}$  dell'acqua di  $33.75 \text{ }^\circ\text{C}$

I controsoffitti radianti sono alimentati da una rete a due tubi a collettori. Per ciascun collettore le tubazioni di andata e ritorno sono dotate di valvola a sfera di intercettazione, valvola di bilanciamento, sfoghi d'aria automatici e scarichi. Sui collettori sono installate elettrovalvole a due vie per consentire la regolazione della temperatura ambiente e il controllo della condensa. La temperatura di mandata del circuito, sia in inverno che in estate, è controllata da una regolazione climatica con valvola a tre vie posta in centrale. Ogni ambiente controlla temperatura e umidità con il sistema di supervisione; per la regolazione di queste grandezze il sistema agisce su di una elettrovalvola a due vie per intercettare il circuito corrispondente. L'integrazione di energia termica o frigorifera nelle condizioni di massimo carico è affidata all'apporto di aria primaria la cui temperatura di mandata è controllata dal sistema di supervisione in funzione della temperatura esterna e delle condizioni ambiente. Ogni locale è dotato da una o più sonde ambiente (a seconda delle dimensioni dello stesso) che agiscono sulle valvole a due vie poste su ciascun collettore. Nell'area uffici Nord-Ovest ci sono 11 collettori per i piani primo e secondo e 14 per il piano terzo, mentre nell'area uffici Nord-Est ci sono 5 collettori per ogni piano. Questi sono comandati dal sistema di supervisione in relazione alla temperatura ambiente dell'area controllata e del Set-point.

#### 4.1.6 Consumi di energia per il raffrescamento

La produzione di energia per il raffrescamento è interamente affidata al Gruppo Polivalente.

I dati raccolti dal monitoraggio forniscono il reale consumo da parte delle utenze per il raffrescamento. È stato individuato il periodo di funzionamento dell'impianto per la produzione di energia frigorifera e le misurazioni fornite dal monitoraggio, sono state filtrate solo per il periodo individuato.

I dati fanno riferimento alla potenza elettrica assorbita dai compressori della macchina e alla potenza frigorifera prodotta. Sono raccolti su una base di 15 minuti e sono stati quindi riordinati su base mensile, ottenendo i valori mensili di energia elettrica consumata ed energia frigorifera prodotta per il raffrescamento, riportati nella Figura 4.6.

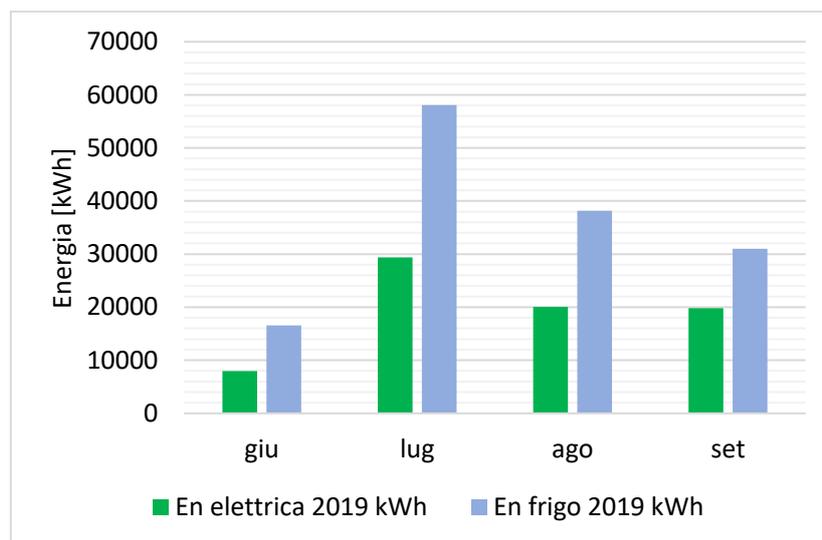


Figura 4.6 Energia elettrica ed energia frigorifera per il raffrescamento dell'edificio.

I consumi di energia elettrica per la produzione di energia frigorifera sono maggiori durante il mese di luglio. Ad agosto sono ridotti a causa del periodo di chiusura estivo della struttura.

#### 4.1.7 Consumi di energia per il riscaldamento

Il fabbisogno di energia per il riscaldamento è fornito principalmente dalla rete di teleriscaldamento. Tramite il sistema di monitoraggio sono stati raccolti i valori di potenza termica, sia quella prelevata dalla rete che quella prodotta dal gruppo polivalente, per poi ottenere i valori di energia termica mensili.

I fabbisogni considerati includono, quindi, l'energia termica assorbita dall'edificio per la produzione di acqua calda durante la stagione di riscaldamento, utilizzata per alimentare i terminali di erogazione che effettuano il riscaldamento dei locali.

Il grafico in Figura 4.7 mostra la richiesta di energia termica per il riscaldamento dell'edificio durante la stagione invernale 19/20.

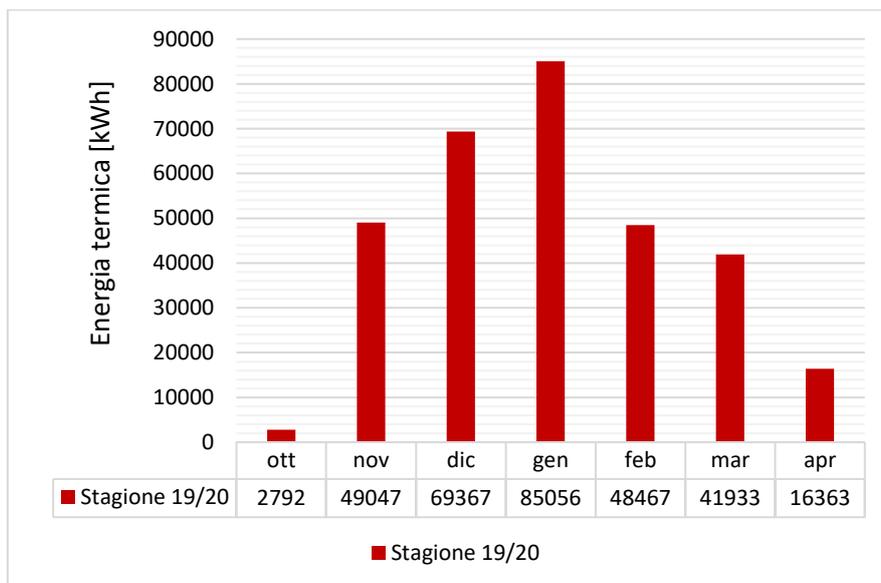


Figura 4.7 Energia termica per il riscaldamento.

## 4.2 DESCRIZIONE UFFICIO

Nel caso studio viene preso in esame un ufficio al secondo piano dell'Energy Center, indicato in verde in Figura 4.8.

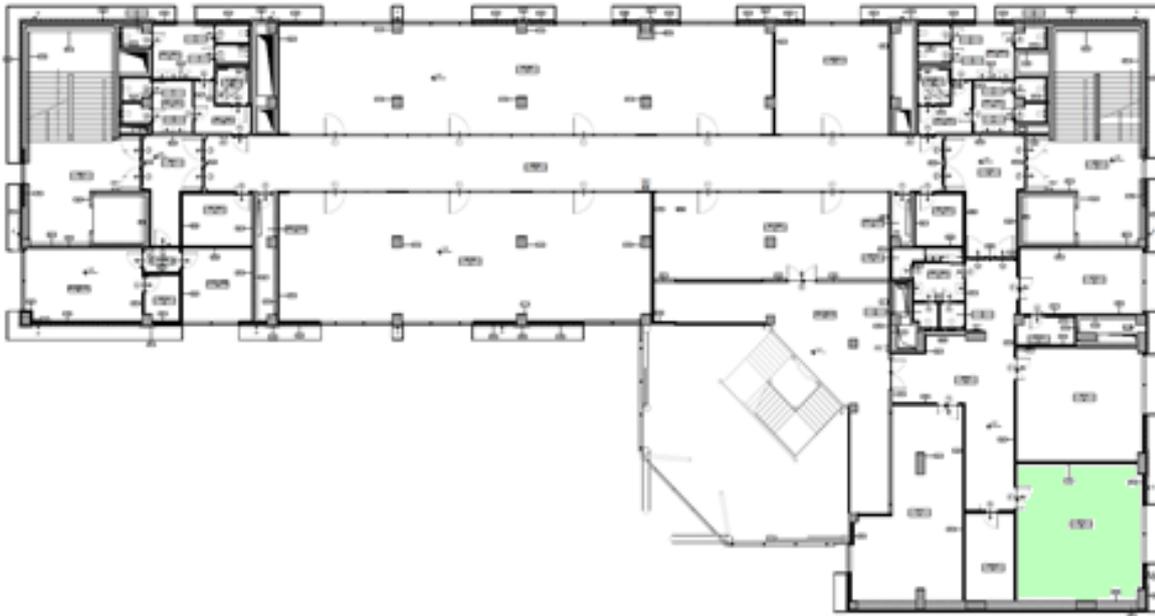


Figura 4.8 Prospetto secondo piano dell'Energy Center

Si tratta di un ufficio ad angolo, dunque ci sono due pareti confinanti con l'ambiente esterno e altre due che confinano con altri uffici.

Di seguito sono riportati alcuni dati caratteristici dell'ufficio preso in considerazione.

<b>Superficie in pianta netta</b>	59,87 m <sup>2</sup>
<b>Altezza netta</b>	3 m
<b>Volume netto</b>	179,61 m <sup>3</sup>
<b>Temperatura interna</b>	20 °C
<b>Ventilazione</b>	Meccanica
<b>Ricambio d'aria</b>	0,92

Tabella 4.4 Principali grandezze caratteristiche dell'ambiente considerato

#### 4.2.1 Componenti opachi

In questo paragrafo sono descritte le caratteristiche dei materiali che costituiscono l'involucro edilizio.

I parametri fondamentali che definiscono la geometria e le caratteristiche termofisiche di una parete e, dunque, il suo comportamento sono:

- Spessore,  $s$  (m);
- Conduttività termica,  $\lambda$  (W/m\*K);
- Massa volumica o densità,  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>);
- Calore specifico o capacità termica specifica, C.T. (J/kg\*K);
- Resistenza,  $R$  (m<sup>2</sup>\*K/W);
- Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto,  $RV$ .

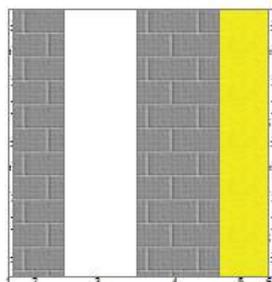
Le caratteristiche termofisiche dei materiali da costruzione, come la densità, la conducibilità termica e il calore specifico, sono fornite dalla norma UNI 10351. In caso di strati costituiti da materiali non omogenei, invece, la norma alla quale fare riferimento è la UNI 10355.

Grazie a queste caratteristiche è possibile valutare l'isolamento della struttura attraverso il calcolo della trasmittanza termica della parete  $U$ , misurata in W/m<sup>2</sup> K. I valori limite per la trasmittanza termica (a ponte termico corretto) degli elementi opachi sono indicati nell'Allegato C del D.Lgs 311/06 e variano in base al tipo di elemento che può essere parete verticale, copertura o pavimento. L'isolamento termico delle partizioni interne per tutte le categorie eccetto E.8 e per le zone climatiche C, D, E, F è valutato tramite il valore della trasmittanza termica che deve essere inferiore o uguale a 0,8 W/(m<sup>2</sup>K).

Le stratigrafie delle pareti che caratterizzano l'involucro dell'ufficio sono elencate in seguito e sono state ricavate dalla Relazione Tecnica (legge 10), redatta in fase di progetto.

**Parete esterna**

Esposizione NE

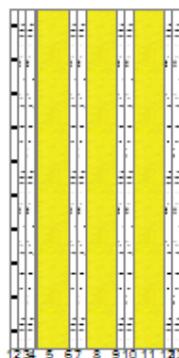
**Trasmittanza termica** 0.219 W/m<sup>2</sup>K

	<b>Stratigrafia</b>	<b>s [mm]</b>	<b>cond [W/mK]</b>	<b>M.V. [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>C.T. [kJ/kg K]</b>	<b>R.V.</b>	<b>C [J/m<sup>2</sup> K]</b>	<b>R [m<sup>2</sup> K/W]</b>
	R sup interna							0.13
1	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	13750	0.05
2	CLS sabbia e ghiaia	400	2.15	2400	1	99	960000	0.186
3	Iso Lana vetro	70	0.032	30	1.03	1	2163	2.188
4	Iso Lana vetro	70	0.032	30	1.03	1	2163	2.188
5	Membrana traspirante di PP	5	0.22	343	1.7	37	2915.5	0.023
6	Pann cemento all. poliuretano espanso	12.5	0.192	1080	1.1	1	14850	0.065
7	Interc. Fort. Ventilata	700	-	-	-	-	0	0
8	Acciaio	4	52	7800	0.45	-	14040	-
	R sup esterna							0.13

Tabella 4.5 Stratigrafia parete esterna (orientata a NE)

## Partizioni interne

Trasmittanza termica 0.230 W/m<sup>2</sup>K



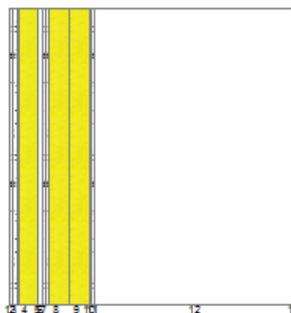
	Stratigrafia	s [mm]	cond [W/mK]	M.V. [kg/m <sup>3</sup> ]	C.T. [kJ/kg K]	R.V.	C [J/K]	R [m <sup>2</sup> K/W]
	R sup interna							0.13
1	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
2	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
3	Isolante in lana di vetro	45	0.038	13	1.03	1	14135.823	1.184
4	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
5	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
6	Isolante in lana di vetro	45	0.038	13	1.03	1	14135.823	1.184
7	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
8	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	322575	0.05
	R sup esterna							0.13

Tabella 4.6 Stratigrafia partizioni interne

### Parete esterna

Esposizione SE

Trasmittanza termica 0.135 W/m<sup>2</sup>K



	Stratigrafia	s [mm ]	cond [W/mK ]	M.V. [kg/m <sup>3</sup> ]	C.T. [kJ/kg K]	R.V.	C [J/m <sup>2</sup> K ]	R [m <sup>2</sup> K/W]
	R sup interna							0.13
<b>1</b>	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	13750	0.05
<b>2</b>	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	13750	0.05
<b>3</b>	Barriera vapore	0.5	0.33	920	2.2	10000 0	1012	0.0015
<b>4</b>	Isolante in lana di vetro	70	0.032	30	1.03	1	2163	2.1875
<b>5</b>	Intercapedine non ventilata	15	0.088				0	0.170
<b>6</b>	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	13750	0.05
<b>7</b>	Pannello in gesso fibra	12.5	0.25	1000	1.1	9	13750	0.05
<b>8</b>	Isolante in lana di vetro	70	0.032	30	1.03	1	2163	2.1875
<b>9</b>	Isolante in lana di vetro	70	0.032	30	1.03	1	2163	2.1875
<b>10</b>	Membrana traspirante di PP	5	0.22	343	1.7	37	2915.5	0.0227
<b>11</b>	Pannello in cemento alleggerito	12.5	0.192	1080	1.1	113	14850	0.0651
<b>12</b>	Intercapedine debolmente ventilata	700					0	
<b>13</b>	Acciaio	2	52	7800	0.45	0	7020	3.846E-05
	R sup esterna							0.086

Tabella 4.7 Stratigrafia parete esterna (orientata a SE)

## Soffitto e pavimento

	<b>Soletta su locali non riscaldati</b>	<b>s [mm]</b>	<b>cond [W/mK]</b>	<b>M.V. [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>C.T. [kJ/kg K]</b>	<b>R.V.</b>	<b>C [J/m<sup>2</sup> K]</b>	<b>R [K/W]</b>
	R sup esterna			-				
<b>1</b>	Piastrelle in ceramica	20	1.3	2300	0.84	1E+07	38640	0.000254
<b>2</b>	Intercapedine fortemente ventilata Av>1500 mm <sup>2</sup> /m	40	0	0	0	0	0	0
<b>3</b>	guaina impermeabile	4	0.6	1220	0	70	0	0.001085
<b>4</b>	Massetto cls	125	1.49	2200	0.88	100	242000	0.001424
<b>5</b>	Pannello in polistirene espanso estruso XPS	80	0.035	35	1.45	100	4060	0.038765
<b>6</b>	Pannello in polistirene espanso estruso XPS	80	0.035	35	1.45	100	4060	0.038765
<b>7</b>	Barriera vapore in fogli di polietilene	0.4	0.33	920	2.2	100000	809.6	1.69578E-05
<b>8</b>	Soletta	400	2.15	2400	0.88	100	844800	0.00315
	R sup interna							

Tabella 4.8 Stratigrafia Soffitto

#### 4.2.2 Componenti trasparenti

L'involucro trasparente deve garantire un adeguato livello di isolamento termico, una buona qualità di illuminazione naturale e il controllo solare e del rumore.

È caratterizzato da due parametri fondamentali: la trasmittanza termica per il controllo dei flussi termici e il fattore di trasmissione solare per il controllo della radiazione solare.

La trasmittanza termica viene calcolata in base alla norma UNI EN ISO 10077-1. Nella seguente tabella sono state riportate le principali caratteristiche dei due componenti trasparenti presenti all'interno dell'ufficio.

<b>Serramenti basso emissivi</b>		
<b>Codice</b>	<b>W62</b>	<b>W61</b>
<b>Trasmittanza termica del modulo <math>U_w</math></b>	1,538 W/m <sup>2</sup> K	1,501 W/m <sup>2</sup> K
<b>Emissività <math>\epsilon</math></b>	0,9	0,9
<b>Fattore di trasmittanza solare <math>g_{gl,n}</math></b>	0,450	0,450
<b>Larghezza</b>	170 cm	170 cm
<b>Altezza</b>	82 cm	166 cm
<b>Area totale <math>A_w</math></b>	1,394 m <sup>2</sup>	2,822 m <sup>2</sup>
<b>Fattore di forma <math>F_F</math></b>	0,83	0,88

Tabella 4.9 Principali caratteristiche dei componenti trasparenti.

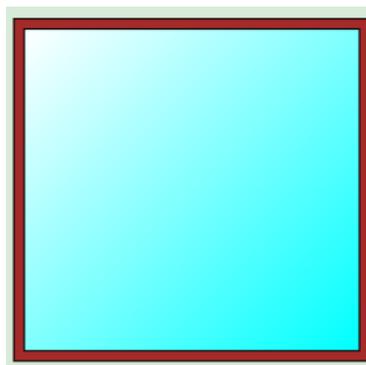


Figura 4.9 Serramento basso emissivo 170x166 cm



Figura 4.10 Serramento basso emissivo 170x82

#### 4.2.3 Dati climatici

La modellazione in regime dinamico prevede l'inserimento dei dati climatici della località, che sono stati riassunti nella tabella sottostante.

<b>Località</b>	Torino
<b>Latitudine</b>	45° Nord
<b>Longitudine</b>	-7° Est
<b>Altitudine</b>	239 m s.l.m.
<b>Gradi Giorno</b>	2617 GG
<b>Zona climatica</b>	E

*Tabella 4.10 Dati climatologici*

#### 4.2.4 Apporti interni

Al fine di calcolare gli apporti interni su base oraria sono stati considerati i dati forniti dalle relazioni tecniche dell'Energy Center.

Nel calcolo vengono considerati i seguenti apporti di calore relativi alle persone, alle apparecchiature e all'illuminazione e riguardanti gli uffici.

<b>Persone</b>	0,06 persone/m <sup>2</sup>
<b>Apparecchiature</b>	150 W/persona
<b>Illuminazione</b>	10 W/m <sup>2</sup>

*Tabella 4.11 Carichi interni*

#### 4.2.5 Impianto di climatizzazione

Nella tabella seguente vengono riportati i dati tecnici relativi all'impianto radiante a soffitto e all'impianto UTA.

<b>Superficie pannelli radianti</b>	32,4 m <sup>2</sup>
<b>Potenza riscaldamento</b>	1710 W
<b>Potenza raffrescamento</b>	1427 W
<b>Portata d'aria UTA</b>	350 m <sup>3</sup> /h

*Tabella 4.12 Dati tecnici impianti a soffitto e UTA*

## 5 METODOLOGIA

### 5.1 PRESENTAZIONE DEL MODELLO R5C1

Al fine di disporre di un metodo di calcolo per i consumi energetici che tenga conto della variabilità dei dati climatici esterni e degli effetti degli accumuli termici, è stato creato un modello equivalente per un edificio reale. La Norma Internazionale *UNI EN 13790:2008* indica una metodologia di calcolo semplificata, che fa uso del modello a parametri concentrati detto “a cinque resistenze ed una capacità”, *R5C1* [45]. Il modello è rappresentato in Figura 5.1 ed è valido per un edificio isolato monoblocco, ma può essere applicato anche ad una singola stanza, come nel caso in esame.

In questo modello è presente una sola capacità termica che comporta una semplificazione di calcolo significativa, riducendo notevolmente gli scambi termici radiativi all'interno dell'ufficio. Per tenere comunque conto degli scambi termici radiativi, vengono proposte nel modello delle conduttanze di accoppiamento che verranno discusse più avanti e che sono il punto più delicato del modello stesso. In Figura 5.1 è rappresentato il circuito equivalente.

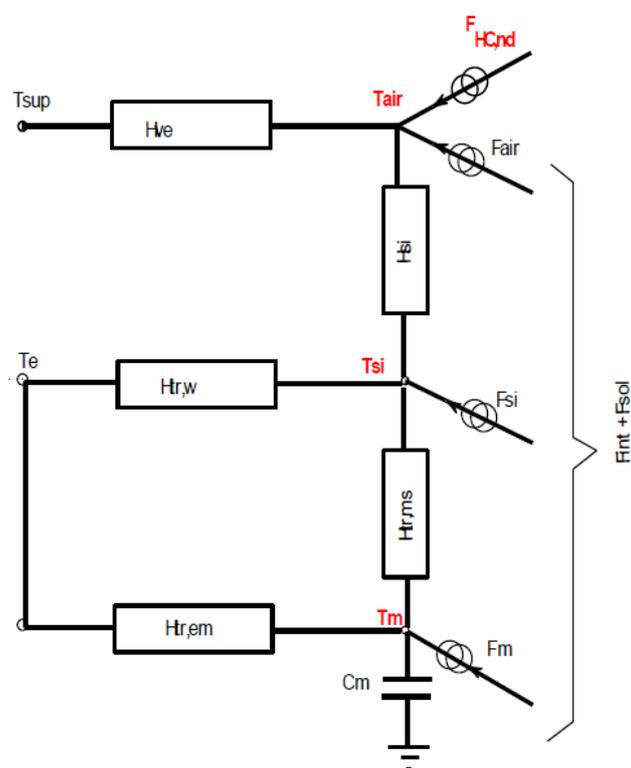


Figura 5.1 Modello R5C1 proposto dalla UNI EN 13790

Con riferimento alla Figura 5.1, sono elencati le variabili del modello:

- $T_{sup}$  Temperatura dell'aria di ventilazione, °C;
- $T_e$  Temperatura dell'aria esterna, °C;
- $T_{si}$  Temperatura superficiale interna, °C;
- $T_m$  Temperatura di massa delle pareti opache, °C;
- $T_{air}$  Temperatura dell'aria interna, °C
- $F_m$  Aliquota del flusso solare ed interno che arriva alle pareti, W;
- $F_{si}$  Aliquota del flusso solare ed interno che arriva alle superficie delle pareti interne, W;
- $F_{air}$  Aliquota del flusso interno che arriva all'aria ambiente, W.

Quanto sopra indicato vale per il modello orario semplificato.

Nel modello *R5C1* si hanno due potenziali esterni (le temperature  $T_{sup}$  e  $T_e$ ) e tre flussi termici ( $F_m$ ,  $F_{si}$  ed  $F_{air}$ ). Le incognite invece risultano essere le tre temperature  $T_m$ ,  $T_{si}$  e  $T_{air}$  e il flusso totale  $F_{HC,nd}$ , quando si hanno scambi di energia con l'esterno. Ai nodi segnati in rosso (incognite del problema del modello *R5C1*) arrivano aliquote di energia proveniente dalla radiazione solare,  $F_{sol}$ , e dalle sorgenti interne,  $F_{int}$ . Le intensità di questi flussi energetici dipendono anche dagli scambi radiativi ad alta lunghezza d'onda fra le pareti e fra queste e l'aria ambiente.

Per quanto riguarda invece il calcolo delle conduttanze di accoppiamento, si fa riferimento alla norma UNI EN 13790 che fornisce le relazioni necessarie, senza però darne una giustificazione analitica.

## 5.2 DEFINIZIONE DELLE CONDUTTANZE E DELLA CAPACITÀ TERMICA

Le conduttanze e la capacità termica presenti in Figura sono definite nella Norma UNI EN 13790. Si riportano qui di seguito le definizioni generali, mentre per i casi particolari si rimanda alla suddetta norma.

### 5.2.1 Conduttanza di ventilazione, $H_{ve}$

La conduttanza di ventilazione è definita dalla relazione:

$$H_{ve} = \rho_a c_a \sum b_{ve,k} q_{ve,k,mn} \quad 1$$

ove:

- $H_{ve}$  conduttanza di ventilazione, W/K;
- $\rho_a c_a$  capacità termica per unità di volume dell'aria di ventilazione, pari a 1200 J/(Km<sup>3</sup>);<sup>2</sup>
- $b_{ve,k}$  fattore correttivo che tiene conto della temperatura dell'aria di ventilazione per la zona k rispetto alla temperatura di alimentazione,  $T_{sup}$ ;
- $q_{ve,k,mn}$  portata di ventilazione per la zona k, m<sup>3</sup>/s.

### 5.2.2 Conduttanza di trasmissione attraverso le finestre, $H_{tr,w}$

Il valore di conduttanza attraverso i componenti trasparenti è dato dalla relazione:

$$H_{tr,w} = b_{tr,w} \sum A_j U_j \quad 2$$

dove si ha:

- $H_{tr,w}$  conduttanza per le superfici vetrate, W/K;
- $b_{tr,w}$  fattore di correzione nel caso si abbia una differenza di temperatura diversa da quella di progetto  $t_a - t_e$ ;
- $A_j$  Area della superficie delle finestre,  $m^2$ ;
- $U_{wj}$  Trasmittanza della generica finestra  $j$ ,  $W/(m^2K)$ .

### 5.2.3 Conduttanza di trasmissione delle pareti opache, $H_{TR,OP}$

La trasmittanza delle pareti opache è data dalla somma di quattro contributi ed è corretta per i casi di differenza di temperatura diversa da quella di progetto. È data dalla relazione:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A \quad 3$$

ove è:

- $H_D$  conduttanza per trasmissione diretta verso l'esterno, W/K;
- $H_g$  conduttanza per trasmissione diretta verso il terreno, W/K;
- $H_U$  conduttanza per trasmissione diretta verso ambienti non climatizzati, W/K;
- $H_A$  conduttanza per trasmissione diretta verso edifici adiacenti, W/K.

La generica forma di ciascuna delle suddette conduttanze è del tipo:

$$H_x = b_{tr,x} \left( \sum_i A_i U_i + \sum_k l_k \Psi_k + \sum_j \xi_j \right)$$

4

Con:

- $A_i$  Area dell'elemento  $i$  della superficie dell'involucro,  $m^2$ ;
- $U_i$  Trasmittanza dell'elemento  $i$ ,  $W/(m^2K)$ ;
- $l_k$  lunghezza del ponte termico lineare  $k$ ,  $m$ ;
- $\Psi_k$  Trasmittanza termica lineare del ponte termico  $k$ ,  $W/m; \text{?}$
- $\xi_j$  Trasmittanza termica puntuale del ponte termico puntuale  $j$ ,  $W/K; \text{?}$
- $b_{tr,x}$  Fattore correttivo per differenze di temperatura non coincidente con quella di progetto.

#### 5.2.4 Conduttanze di accoppiamento, $H_{tr,em}$ e $H_{tr,ms}$

Le conduttanze di accoppiamento sono introdotte nel modello per tener conto degli scambi radiativi di lunghezza d'onda maggiore di  $3 \text{ ?}m$ . Per questo motivo la conduttanza di trasmissione attraverso le pareti opache, che dovrebbe collegare il nodo della temperatura esterna  $T_e$  e quello della temperatura superficiale interna, è dato dalla somma di due contributi.

La norma UNI EN 13790 prevede il calcolo delle seguenti conduttanze:

$$H_{tr,ms} = h_{ms} A_m$$

5

Dove:

- $h_{ms}$  è il coefficiente di convezione termica che la Norma pone pari a  $9.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;
- $A_m$  è l'area della massa efficace,  $\text{m}^2$ .

La normativa non specifica i motivi della scelta del coefficiente  $h_{ms}$  pari a  $9.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Questo dipende dalle caratteristiche delle pareti, dalla loro massa, dall'isolante eventualmente presente e dalle capacità di scambio radiativo oltre che dalle condizioni dello scambio.

L'area della massa efficace è data dalla relazione:

$$A_m = \frac{C_m^2}{\sum A_j K_j^2} \quad 6$$

ove:

- $C_m$  è la capacità termica interna dell'edificio,  $\text{J/K}$ ;
- $A_j$  è l'area dell'elemento  $j$ ,  $\text{m}^2$ ;
- $j$  è la capacità termica interna per unità di area dell'elemento  $j$ , in  $\text{J}/(\text{m}^2\text{K})$ .

La capacità termica di massa dell'intero edificio è data dalla relazione:

$$C_m = \sum A_j K_j$$

La capacità termica di massa è quella dinamica che tiene conto dell'accumulo termico delle pareti. A causa della conducibilità termica finita delle pareti interne, lo strato interessato all'accumulo energetico è limitato. Attraverso i risultati ottenuti da varie simulazioni, si è concluso che lo spessore massimo da considerare va da  $0,04 \text{ m}$  a  $0,06 \text{ m}$ . La profondità di penetrazione  $\delta$  dell'onda termica attraverso una parete dipende dalle caratteristiche di questa ed è data dalla seguente relazione:

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda * T}{\pi * \rho * c}}$$

Dove T è il periodo di tempo considerato. Dall'equazione si può notare come all'aumentare del periodo di tempo considerato per la simulazione, si ha una penetrazione dell'onda termica maggiore.

Nel modello dinamico R5C1, la capacità termica Cm è fondamentale e determina la risposta del sistema alle forzanti esterne. Essendo un termine al denominatore delle equazioni di bilancio, più il suo valore è elevato, minore è la variazione delle grandezze calcolate.

La seconda conduttanza di accoppiamento,  $H_{tr,em}$ , è definita dalla seguente relazione:

$$H_{tr,em} = \frac{1}{\frac{1}{H_{tr,op}} - \frac{1}{H_{tr,ms}}} \quad 7$$

In pratica  $H_{tr,em}$  è ottenuta dal parallelo fra  $H_{tr,op}$  e  $-H_{tr,ms}$ .

Infine la trasmittanza di accoppiamento fra il nodo Ts e Tm è data da  $H_{tr,is}$  definita dalla relazione:

$$H_{tr,is} = h_{is}A_{tot} \quad 8$$

ove:

- $h_{is}$  è il coefficiente di scambio termico fra i due nodi Ts e Tm,  $W/(m^2K)$ ;
- $A_{tot}$  è l'area di tutte le superfici che si affacciano sulla zona dell'edificio,  $m^2$ .

Il coefficiente  $h_{is}$  è definito dalla Norma pari a  $3.45 W/(m^2K)$ .

La superficie  $A_{tot}$  è riferita a tutte le superfici interne dell'edificio e non alle sole superfici di scambio termico verso l'esterno, come normalmente si calcola con le UNI TS 11300. In pratica occorre tenere conto di tutte le superfici che effettuano scambi radiativi con l'aria ambiente, quindi non solo delle superfici esterne ma anche di quelle delle pareti interne.

## 5.3 DEFINIZIONE DEI FLUSSI TERMICI SCAMBIATI

### 5.3.1 Apporti interni, $F_{INT}$

Gli apporti interni sono dati da tutte le sorgenti interne comprendenti persone, lampade, motori e recuperi energetici degli impianti attivi (riscaldamento o raffrescamento, ventilazione e ACS). Per il calcolo di questi apporti, i dati di ingresso devono includere la porzione radiante e convettiva dei flussi termici generati dai vari apparecchi presenti all'interno della stanza.

Nel caso di simulazione dinamica, il flusso interno,  $F_{int}$ , è un vettore orario e quindi bisogna considerare il profilo d'uso degli occupanti e delle sorgenti interne.

Dalla Relazione Tecnica dell'Energy Center sono stati ricavati gli apporti di calore dovuti alle persone, alle apparecchiature e all'illuminazione degli uffici. Nella Tabella 4.11 del precedente capitolo, sono elencati i carichi interni a cui si fa riferimento in questo lavoro.

### 5.3.2 Fattore geometrico $R_b$

I primi dati di input calcolati sono le conduttanze e la capacità termica che non variano nel corso del tempo, ma restano costanti durante tutta la simulazione.

Gli altri vettori di input come la temperatura esterna e la radiazione solare sul piano orizzontale, invece, dipendono dal periodo preso in considerazione.

In particolare, per quanto riguarda il flusso solare che arriva alle pareti e ai componenti trasparenti, è necessario calcolare il fattore  $R_b$ , definito come il rapporto tra l'irradianza sulla superficie considerata e quella sulla superficie orizzontale.

$$R_b = \frac{\cos \vartheta}{\cos z} \quad 9$$

Dove  $\vartheta$  è l'angolo di incidenza tra il raggio solare e la superficie e  $z$  è l'angolo zenitale formato dalla retta sole-terra con la direzione dello zenit ed è il complementare dell'altezza solare  $\beta$ .

Nella seguente figura sono rappresentati i diversi angoli.

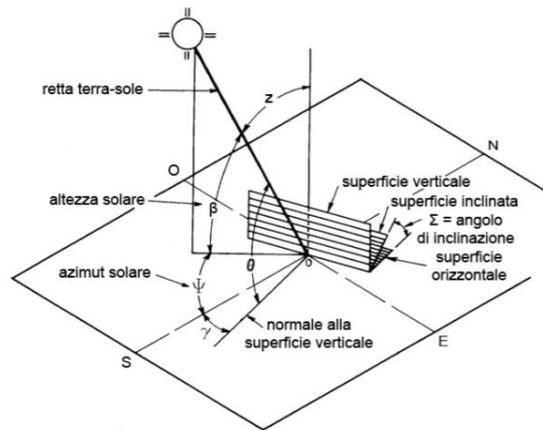


Figura 5.2 Angoli di incidenza di una superficie orientata e inclinata

Il valore di  $R_b$  è stato calcolato ogni ora per entrambe le pareti esterne, quindi considerando i diversi orientamenti (Nord-Est e Sud-Est) e la posizione del sole durante il giorno.

Questo fattore, moltiplicato per il valore orario di irradianza globale (fornito in input con la temperatura esterna), fornisce il valore di irradianza sulla superficie delle due pareti esterne. Da qui si può calcolare il flusso solare su ogni parete ( $F_{sol}$ ) e poi ricavare anche gli altri flussi ai nodi del circuito ( $F_{ia}$  e  $F_t$ ).

### 5.3.3 Apporti solari, $F_{sol}$

Il flusso solare sui componenti opachi è dato dalla relazione:

$$F_{sol,op,k} = F_{sh} A_{sol,op,k} I_{sol,k} - f_{fk} F_{r,k} \quad 10$$

dove:

- $F_{sol}$  Flusso solare totale sul componente opaco,  $W$ ;
- $A_{sol,op,k}$  area di captazione efficace della  $k$ .ma superficie del componente opaco,  $m^2$ ;
- $F_{sh}$  fattore di ombreggiamento della  $k$ .ma superficie;
- $I_{sol,k}$  valore dell'irradianza sulla  $k$ .ma superficie del componente opaco,  $W/m^2$ ;
- $F_{r,k}$  extra flusso ad alta lunghezza d'onda verso la volta celeste,  $W$ ;
- $f_{r,k}$  fattore di vista fra l'elemento  $k$  e il cielo.

L'irradianza solare su una superficie inclinata e orientata si calcola tramite il fattore  $R_b$  e il valore di irradianza globale su una superficie orizzontale, fornita dai dati di input con la temperatura esterna.

$$I_{sol,k} = R_b I_{sol,h} \quad 11$$

L'area di captazione solare effettiva per un componente opaco è data dalla seguente relazione:

$$A_{sol,op} = \alpha_{sol} R_{se} U_{c,eq} A_c \quad 12$$

Dove:

- $\alpha_{sol,c}$  è il fattore di assorbimento solare del componente opaco;
- $R_{se}$  è la resistenza termica superficiale esterna del componente opaco, determinato secondo la UNI EN ISO 6946, espressa in  $m^2 \times K/W$ ;
- $A_c$  è l'area proiettata del componente opaco, espressa in  $m^2$ ;
- $U_{c,eq}$  è la trasmittanza termica equivalente del componente opaco, espressa in  $W/(m^2 K)$ ;

Per quanto riguarda gli apporti termici di origine solare attraverso i componenti trasparenti, vale la seguente relazione:

$$F_{sol,w,k} = F_{sh} A_{sol,w,k} I_{sol,k} \quad 13$$

L'area di captazione solare effettiva,  $A_{sol,w}$ , di un componente vetrato dell'involucro è calcolata con la seguente equazione:

$$A_{sol,w} = F_{sh,gl} g_{gl} (1 - F_F) A_{w,p} \quad 14$$

Dove:

- $F_{sh,gl}$  è il fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili;
- $g_{gl}$  è la trasmittanza di energia solare della parte trasparente del componente;
- $F_F$  è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato;
- $A_{w,p}$  è l'area proiettata totale del componente vetrato (l'area del vano finestra).

Dunque, gli apporti solari sono stati calcolati per ogni parete diversamente inclinata e per ogni componente opaco e trasparente, e sono stati successivamente sommati per ottenere il valore totale. Anche in questo caso il vettore degli apporti solari è un vettore orario, che dipende dall'irradianza globale che varia durante il giorno.

#### 5.3.4 Flusso di energia al nodo $T_{si}$

Il flusso al nodo  $T_{si}$  indica l'aliquota del flusso interno che arriva all'aria ambiente ed è dato dalla seguente relazione:

$$F_{is} = 0.5 F_{int} \quad 15$$

Nel caso del metodo orario  $F_{is}$  non è un valore unico ma un vettore di dati orari che deve essere fornito al modello.

### 5.3.5 Flusso verso il nodo T<sub>s</sub>

Il flusso di energia interna verso il nodo T<sub>s</sub> rappresenta l'aliquota del flusso solare ed interno che arriva alla superficie delle pareti interne ed è dato dalla relazione:

$$F_{st} = \left(1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{H_{tr,w}}{9.1 A_t}\right)(0.5F_{int} + 0.5F_{sol}) \quad 16$$

La Norma non fornisce alcuna giustificazione su questa definizione. Come per F<sub>is</sub>, anche F<sub>st</sub> e successivamente F<sub>m</sub>, sono vettori orari.

### 5.3.6 Flusso verso il nodo T<sub>M</sub>

Il flusso al nodo T<sub>m</sub> è l'aliquota del flusso solare ed interno che arriva alle pareti e si ricava con la seguente equazione:

$$F_m = \frac{A_m}{A_t}(0.5F_{int} + 0.5F_{sol}) \quad 17$$

Come gli altri flussi, è un vettore orario.

## 5.4 SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1

Esistono due modalità fondamentali in cui il modello R5C1 può essere utilizzato, la modalità diretta e quella indiretta. In questo caso si parla di modalità diretta e si calcola la risposta dell'edificio alle sollecitazioni interne ed esterne. I vettori "in uscita" del modello saranno la temperatura dell'aria (che può essere imposta o calcolata, in base al tipo di evoluzione che si vuole considerare), la temperatura superficiale delle pareti, la temperatura di massa delle pareti e il flusso termico totale (quello da fornire all'impianto per mantenere una certa temperatura interna). Il flusso termico scambiato con l'esterno è sempre una variabile dipendente ed è il principale dato di calcolo.

L'evoluzione termica dell'edificio varia a seconda dei vincoli imposti nel modello, ma con lo stesso modello circuitale si possono trovare risposte a diversi input e quindi a situazioni diverse di calcolo.

### 5.4.1 Soluzione del modello in evoluzione libera

Nel caso di evoluzione libera non si considera l'intervento di impianti di climatizzazione, dunque la risposta termica dell'edificio evolve liberamente in modo che le temperature interne portino ad un bilanciamento totale dei flussi termici.

L'edificio è sottoposto alla sola variazione di temperatura esterna, di alimentazione dell'aria di ventilazione e dei flussi interni e solari.

Gli output della simulazione sono la temperatura interna,  $T_{air}$ , e le due temperature di superficie,  $T_s$ , e di massa,  $T_m$ , che varieranno liberamente, come anche il flusso scambiato  $F_{HC,nd}$ .

La Norma UNI EN 13790 prevede due metodi di soluzione per il modello, ovvero il metodo di calcolo orario semplificato e il metodo mensile.

Nel primo caso l'input dei dati è orario e il modello tiene conto degli effetti di transitorio termico per effetto della capacità termica  $C_m$ .

Nel secondo caso l'input dei dati è riferito al mese e allora si richiede l'introduzione di fattori correttivi (detti *fattori di utilizzo*) che dipendono dalla costante di tempo dell'edificio.

In questo caso viene studiato il metodo orario semplificato per tenere conto dei transitori termici e degli effetti di accumulo. Dunque, per ottenere un modello dinamico, si è sviluppato il metodo di calcolo utilizzando i criteri tipici della *Teoria dei Circuiti*.

Con riferimento alla Figura 5.1 che descrive il modello *R5C1*, si indica:

- $P_1 = T_{sup}$
- $P_2 = T_e$
- $P_3 = T_m$
- $P_4 = T_s$
- $P_5 = T_{air}$
- $I_1 = F_{air}$
- $I_2 = F_{si}$
- $I_3 = F_m$
- $I_{out} = F_{HC, nd}$

Nel caso di evoluzione libera  $I_{out}$  è pari a zero, in quanto il sistema non scambia energia con gli impianti esterni. Si possono scrivere le seguenti equazioni di bilancio ai nodi.

Nodo P5:

$$I_1 + G_1(P_1 - P_5) + G_5(P_4 - P_5) = 0$$

Nodo P4:

$$I_2 + G_5(P_5 - P_4) + G_2(P_2 - P_4) + G_4(P_3 - P_4) = 0$$

Nodo P3:

$$I_3 + G_4(P_4 - P_3) + G_3(P_2 - P_3) = C \frac{dP_3}{dt}$$

La capacità dell'edificio è rappresentata da:

$$I_c = C \frac{dP_3}{dt}$$

Per l'intero sistema la somma delle correnti entranti deve essere uguale alla somma di quelle uscenti:

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_{ext1} + I_{ext2} = I_c$$

ove si ponga  $I_{out}=0$  per l'evoluzione libera.

Si pone:

$$A = \frac{G_1 P_1 + I_1}{G_1 + G_5}$$

$$B = \frac{G_5}{G_1 + G_5}$$

$$C1 = \frac{I_2 + G_5 A + G_2 P_2}{G_2 + G_4 + G_5 - G_5 B}$$

$$D = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5 - G_5 B}$$

Risolvendo il sistema di equazioni, si ottengono dunque tre equazioni per le tre incognite:

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 C_1}{C} - \frac{G_3 + G_4 - G_4 D}{C} P_3$$

$$P_4 = C_1 + D P_3$$

$$P_5 = A + B P_4$$

La prima è un'equazione differenziale di primo ordine non omogenea, che può essere risolta con qualsiasi metodo numerico, ad esempio con il metodo di Heun.

Seguendo questo metodo con T come passo di integrazione, si ha la seguente la seguente relazione iterativa:

$$P_3(t_{n+1}) = P_3(t_n) + \frac{T}{2} [F(t_n, P_3(t_n)) + F(t_{n+1}, P_3(t_{n,p3})) + T F(t_n, P_3(t_n))]$$

Nel caso di evoluzione libera:

$$F(t, P_3(t)) = -\lambda(t) P_3(t) + g(t)$$

Dove:

$$\lambda = \frac{G_3 + G_4 - D G_4}{C}$$

$$g = \frac{I_3 + G_2 P_2 + G_4 C_1}{C}$$

Sostituendo la funzione nella relazione iterativa, si ottiene l'algoritmo che viene implementato su Matlab.

Dopo aver calcolato P3, possono essere calcolati anche P4, P5 e il flusso totale FHC,nd.

#### 5.4.2 Soluzione del modello con Temperatura interna imposta

In questo tipo di soluzione gli impianti di climatizzazione si considerano attivi e la temperatura interna,  $T_{air}$ , è mantenuta al valore di settaggio,  $T_{set}$ .

Il flusso  $F_{HC,nd}$ , nd fornito dall'impianto è quello necessario a mantenere le condizioni di temperatura interna imposta. In questo tipo di evoluzione giocano un ruolo fondamentale le forzanti, cioè l'energia solare e gli apporti interni.

Input del modello:

- Temperatura di mandata dell'aria di ventilazione  $P_1$
- Temperatura esterna  $P_2$
- Temperatura interna(imposta)  $P_5$
- Flusso interno che arriva all'aria ambiente  $I_1$
- Flusso solare e interno che arriva alla superficie delle pareti interne  $I_2$
- Flusso solare e interno che arriva alle pareti  $I_3$

Parametri da calcolare:

- Temperatura di massa delle pareti opache  $P_3$
- Temperatura superficiale interna  $P_4$
- Flusso da fornire o estrarre  $I_{out}$

Nella Figura 5.3 è rappresentato il circuito R51C con temperatura interna imposta e sono indicate in rosso le incognite da calcolare.

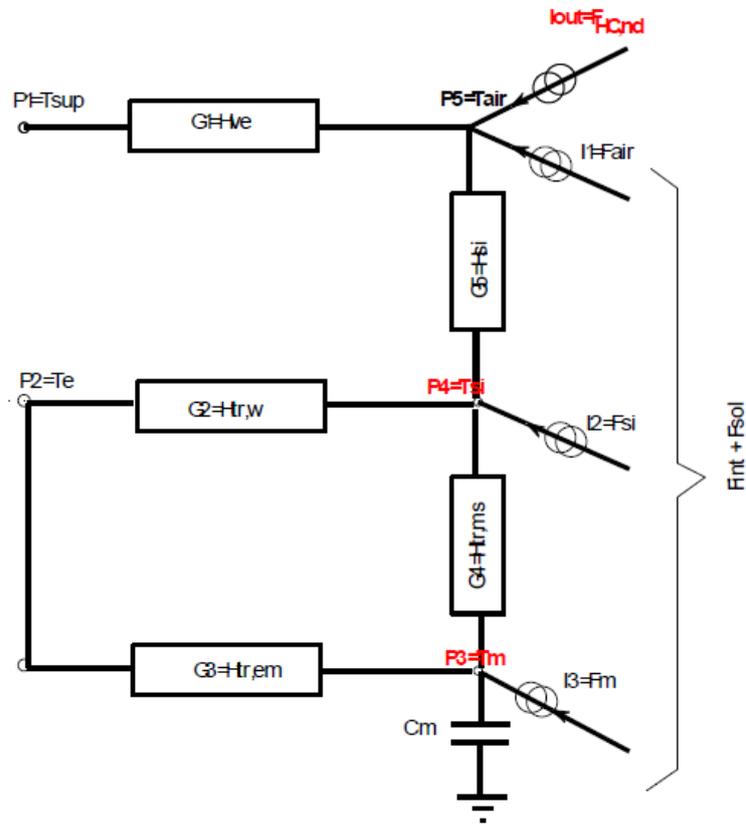


Figura 5.3 Circuito R51C con temperatura interna imposta [45]

Con riferimento al circuito in figura, si scrivono le seguenti equazioni di bilancio.

Nodo P<sub>3</sub>:

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_4(P_4 - P_3) + G_3(P_2 - P_3)$$

Nodo P<sub>4</sub>:

$$I_2 + G_4(P_3 - P_4) + G_2(P_2 - P_4) + G_5(P_5 - P_4) = 0$$

Dalla UNI EN 13790, si ricavano  $I_2$  e  $I_3$ :

$$I_3 = F_m = 0,5 \frac{A_m}{A_t} (F_{int} + F_{sol})$$

$$I_2 = F_{st} = 0,5 \left( 1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{G_2}{9,81A_t} \right) (F_{int} + F_{sol})$$

Questi due parametri possono essere correlati dalla seguente relazione:

$$I_2 = F_{st} = 0,5 \left( 1 - \frac{G_2}{9,81A_t} \right) (F_{int} + F_{sol}) - I_3$$

Nodo  $P_5$ :

$$I_{out} = -I_1 - G_1(P_1 - P_5) - G_5(P_4 - P_5)$$

Ponendo:

$$A = \frac{I_2 + G_2P_2 + G_5P_5}{G_1 + G_4 + G_5}$$

$$B = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5}$$

$$A_1 = G_3 + G_4 - G_4B$$

$$P_4 = A + BP_3$$

Si ottiene la seguente equazione differenziale:

$$C \frac{dP_3}{dt} + A_1P_3 = I_3 + G_3P_2 + G_4A$$

Questa equazione differenziale può essere risolta con il metodo di Heun:

$$P_3(t_{n+1}) = S_1P_3(t_n) + \frac{T}{2}f(t_n) + \frac{T}{2}g(t_{n+1})$$

Dove:

$$S_1 = 1 - \lambda \frac{T}{2}$$
$$\lambda = \frac{G_3 + G_4 - G_4 B}{C}$$
$$g = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 A}{C}$$

L'equazione differenziale è implementata su Matlab.

### 5.4.3 Evoluzione mista

Si parla di evoluzione mista quando gli impianti non sono sempre attivi ma subiscono uno spegnimento programmato durante alcune ore del giorno o della notte; allora l'evoluzione è libera quando l'impianto di climatizzazione è spento, mentre quando l'impianto è attivo si parla di evoluzione con temperatura imposta.

Un esempio si ha nelle zone climatiche dalla C alla E nelle quali si ha un numero di ore di funzionamento variabile dalle 10 alle 18 giornaliere e quindi si preferisce attenuare gli impianti piuttosto che spegnerli per evitare gli effetti dei transitori di accensione ed avere una risposta più rapida risettando la temperatura del termostato. Nelle zone climatiche più calde, A e B, solitamente il numero ridotto di ore di funzionamento

(tipicamente 8 ore al giorno) porta allo spegnimento dell'impianto. Può anche accadere che l'impianto venga acceso per alcune ore la mattina (ad esempio dalla 6 alle 8) e per alcune ore nella sera (ad esempio dalle 17 alle 22). In questi casi l'evoluzione termica dell'edificio è mista nel senso che è libera quando

l'impianto è spento e con temperatura imposta quando l'impianto è acceso.

Si considerano le conduttanze e la capacità termica delle precedenti evoluzioni.

In base alle ore di funzionamento degli impianti si studia l'evoluzione mista con impianto spento ed evoluzione forzata con impianto acceso. Dunque, i risultati in regime misto sono molto influenzati dai periodi di accensione degli impianti e dalle condizioni dell'ambiente con impianto acceso.

#### 5.4.4 Soluzione del modello con modalità inversa

La modalità inversa è un metodo di soluzione definito indiretto.

Viene imposto il flusso termico  $F_{HC,nd}$  e si calcolano la temperatura dell'aria interna dell'ufficio  $T_{air}$ , e le temperature superficiali e di massa della parete ( $T_{si}$  e  $T_m$ ).

Questo è sostanzialmente un metodo di verifica dei consumi energetici degli edifici e/o di verifica della funzionalità degli impianti di climatizzazione.

Le equazioni di bilancio ai nodi del circuito R5C1 di figura sono:

Nodo  $P_3$ :

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_3(P_2 - P_3) + G_4(P_4 - P_3)$$

Nodo  $P_4$ :

$$G_2(P_2 - P_4) + G_4(P_3 - P_4) + G_5(P_5 - P_4) + I_2 = 0$$

Nodo  $P_5$ :

$$I_{out} + I_1 + G_5(P_4 - P_5) + G_1(P_1 - P_5) = 0$$

Risolvendo il sistema di equazioni in funzione di  $P_3$ ,  $P_4$  e  $P_5$  e ponendo:

$$A = \frac{I_1 + I_{out} + G_1 P_1}{G_1 + G_5}$$

$$B = \frac{G_5}{G_1 + G_5}$$

$$C_1 = \frac{G_5 A + G_2 P_2 + I_2}{G_2 + G_4 + G_5 - B G_5}$$

$$D = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5 - B G_5}$$

Si ottiene:

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 C_1}{C} - \frac{G_3 + G_4 - G_4 D}{C} P_3$$

$$P_4 = C_1 + D P_3$$

$$P_5 = A + B P_4$$

L'equazione differenziale viene risolta con il metodo di Heun, con la stessa relazione iterativa del caso di evoluzione libera:

$$P_3(t_{n+1}) = P_3(t_n) + \frac{T}{2} \left[ g(t_{n+1}) + g(t_n) \left( 1 - \lambda(t_{n+1}) T - P_3(t_n) (\lambda(t_{n+1}) - T \lambda(t_n) \lambda(t_{n+1})) \right) \right]$$

## 6 RISULTATI

---

Lo scopo del lavoro è di verificare la validità del modello R5C1 proposto dalla UNI EN 13790, applicato ad un ufficio all'interno di un edificio adibito ad uso uffici situato a Torino. In questo capitolo vengono riportati i risultati ottenuti tramite le diverse simulazioni effettuate secondo i procedimenti descritti nel capitolo precedente. I risultati sono stati analizzati per il caso invernale (riscaldamento dell'ambiente) e per il caso estivo (raffrescamento dell'ambiente).

### 6.1 INPUT DEL MODELLO

Sono state predisposte su Matlab alcune routine di calcolo che prevedono l'inserimento dei dati di input attraverso opportuni fogli di calcolo. A questo scopo sono stati preparati due differenti fogli di calcolo in Excel, uno per i valori di ingresso che rimangono costanti durante il transitorio (conduttanze e capacità termica della struttura) e uno per i dati delle forzanti esterne (temperatura esterna e irraggiamento solare con passo orario). Il procedimento adottato è illustrato dettagliatamente nel capitolo precedente.

Nel primo foglio di calcolo sono stati raccolti i dati geometrici e termofisici dei componenti dell'involucro, utili per il calcolo delle trasmittanze termiche.

Sono inserite nel foglio di calcolo le caratteristiche delle due pareti esterne, dei componenti vetrati e delle due pareti interne. In particolare, sono forniti i seguenti dati:

- **U** trasmittanza termica del componente,  $W/(m^2K)$ . Questo valore è fornito dalla stratigrafia dei vari componenti presente nella relazione tecnica dell'Energy Center.
- **b<sub>tr</sub>** fattore di riduzione, assume il valore 1 se l'elemento partecipa al calcolo R5C1, 0 se non partecipa (come, ad esempio, il pavimento, il soffitto e le partizioni interne);
- **S** è la superficie utile totale dell'elemento,  $m^2$ . Nel caso di componente vetrato è la superficie proiettata sul piano verticale degli infissi per l'orientamento considerato; nel caso di parete è la superficie netta senza considerare la superficie degli infissi;
- **a** o **g** è il fattore di assorbimento solare per le pareti opache; per i componenti trasparenti si considera la trasmittanza solare globale, **g**;
- **F<sub>sh</sub>** fattore di ombreggiamento per il componente considerato (si fa riferimento alla norma UNI EN 13790).

- $aU/h_e$  rappresenta l'aliquota della radiazione solare, utile per il calcolo dell'area efficace per l'irraggiamento solare e i valori di capacità termica del singolo componente e dell'intera struttura;
- $A_{eff}$  area effettiva, m<sup>2</sup>;
- $\beta$  angolo formato rispetto al piano orizzontale, necessario per il calcolo del fattore di vista;
- $F_{kc}$  fattore di vista del componente dato da  $\frac{1+\cos\beta}{2}$

Il foglio di calcolo determina i valori di input per le conduttanze del modello R5C1 ed è rappresentato in Tabella 6.1.

Parete	U [W/m <sup>2</sup> K]	b.tr	S [m <sup>2</sup> ]	aU/h <sub>e</sub>	A <sub>eff</sub> [m <sup>2</sup> ]	$\beta$	f <sub>kc</sub>	H <sub>tr</sub> [W/K]
Parete Esterna NE	0,202	1	22,77	0,00520	0,11844	1,57	0,5	4,5907
Parete Interna	0,342	0	23,46	0,00881	0,20671	1,57	0,5	0
Parete Interna	0,342	0	22,77	0,00881	0,20063	1,57	0,5	0
Parete Esterna SE	0,140	1	23,46	0,00360	0,08462	1,57	0,5	3,2800
Pavimento	0,203	0	58,97	0,00522	0,30823	0	1	0
Soffitto	0,202	0	58,97	0,00520	0,30698	0	1	0

Tabella 6.1 Dati geometrici e termofisici delle pareti.

Come descritto nel paragrafo 5.2, è stata calcolata la conduttanza di trasmissione H<sub>tr</sub> (W/K) per ciascun elemento e di seguito tutte le conduttanze presenti nel modello R5C1 che sono elencate nella seguente tabella.

$G_1=H_{ve}$	Impianto spento	55 W/K
	Impianto acceso	110 W/K
$G_2=H_w$	1,306 W/K	
$G_3=H_{t,em}$	8,321 W/K	
$G_4=H_{t,ms}$	1357,89 W/K	
$G_5=H_{t,is}$	725,88 W/K	
<b>C</b>	1947043 W/K	
<b>A<sub>m</sub></b>	149,21 m <sup>2</sup>	
<b>A<sub>t</sub></b>	210,4 m <sup>2</sup>	

Tabella 6.2 Conduttanze e altri dati per il modello R5C1

Questi primi dati di input calcolati restano costanti e non variano durante le ore di elaborazione, ad eccezione della conduttanza di ventilazione. Essa dipende dal tipo di ventilazione considerata nelle ipotesi di calcolo e dall'eventuale funzionamento degli impianti di climatizzazione dell'ufficio osservato.

Altri input sono rappresentati dalla temperatura esterna e dalla radiazione solare, dipendenti dalle condizioni climatiche del sito e che variano durante il periodo considerato. Per questo motivo è stato creato un foglio di calcolo che legge i dati orari di temperatura esterna e la radiazione solare sul piano orizzontale. Tramite questi dati e il fattore  $R_b$  calcolato in precedenza, è stato ricavato il flusso solare  $F_{sol}$  per le due pareti esterne e per i componenti vetrati.

Le seguenti figure mostrano gli apporti solari calcolati per un giorno della stagione invernale (Figura 6.1) e un giorno di quella estiva (Figura 6.2). Gli apporti sono relativi alla parete esposta a sud est ( $F_{sol SE}$ ), alla parete esposta a nord est ( $F_{sol NE}$ ) ed ai componenti finestrati presenti in quest'ultima. In entrambe le stagioni, gli apporti maggiori si hanno durante le prime ore del giorno.

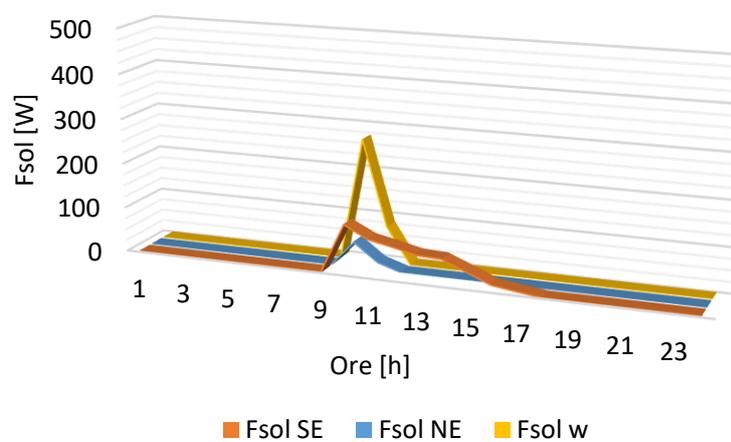


Figura 6.1 Apporti solari giornalieri (stagione invernale)

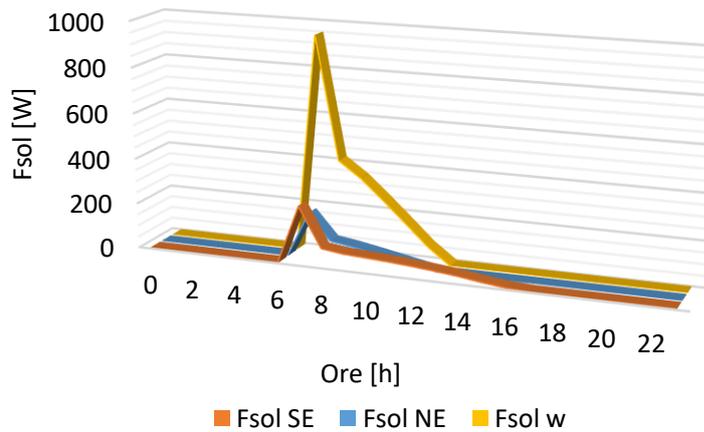


Figura 6.2 Apporti solari giornalieri (stagione estiva)

Dopo aver calcolato il flusso solare per ogni componente dell'involucro, sono stati ricavati gli altri vettori di input orari, ovvero il flusso interno che arriva all'aria ambiente ( $F_{ia}$ ) e il flusso totale ( $F_t$ ) dato dalla somma del flusso solare ( $F_{sol}$ ) e di quello interno ( $F_{int}$ ). I flussi sono stati definiti nel paragrafo "Definizione dei flussi termici scambiati".

Tabella 6.3 mostra un esempio dei vettori di input del modello, per un giorno della stagione invernale.

Ora	F <sub>t</sub>	F <sub>ia</sub>	F <sub>si</sub>	F <sub>m</sub>
0	589,55	294,85	85,53	209,06
1	589,57	294,85	85,53	209,06
2	589,56	294,85	85,53	209,06
3	589,57	294,85	85,53	209,07
4	589,56	294,85	85,53	209,06
5	589,56	294,85	85,53	209,06
6	589,57	294,85	85,53	209,06
7	589,59	294,85	85,53	209,07
8	589,56	294,85	85,53	209,06
9	1305,27	294,85	189,36	462,86
10	768,06	294,85	111,43	272,36
11	676,87	294,85	98,20	240,02
12	662,77	294,85	96,15	235,02
13	646,97	294,85	93,86	229,42
14	629,91	294,85	91,38	223,37
15	611,65	294,85	88,74	216,90
16	595,86	294,85	86,44	211,30
17	589,51	294,85	85,52	209,05
18	589,51	294,85	85,52	209,05
19	589,54	294,85	85,53	209,06
20	589,55	294,85	85,53	209,06
21	589,56	294,85	85,53	209,06
22	589,55	294,85	85,53	209,06
23	589,56	294,85	85,53	209,06

*Tabella 6.3 Esempio del file di input*

Nella tabella seguente sono elencati tutti i vettori di input orari per l'ufficio in esame considerando un giorno qualsiasi del mese di gennaio.

*Come si può notare dalla Tabella 6.4*

Tabella 6.4, è stata introdotta una colonna (Imp.Avv.), in cui si è indicato con 0 quando l'impianto è spento (evoluzione libera) e con 1 quando l'impianto è acceso (evoluzione forzata). In questo modo il programma riconosce la condizione di evoluzione libera, imponendo fittiziamente la temperatura interna (P5) di 0 K.

		<b>Ft</b>	<b>P1</b>	<b>P2</b>	<b>P5</b>	<b>I1</b>	<b>G1</b>	<b>I2</b>	<b>I3</b>
<b>Ora</b>	<b>Imp-Avv</b>	<b>Fint+Fsol [W]</b>	<b>T sup [K]</b>	<b>T est [K]</b>	<b>T air [K]</b>	<b>Fia [W]</b>	<b>Hve [W/K]</b>	<b>Fsi [W]</b>	<b>Fm [W]</b>
0	0	589,55	281,30	281,30	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
1	0	589,57	280,30	280,30	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
2	0	589,56	280,80	280,80	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
3	0	589,57	279,80	279,80	0,00	294,85	40,00	85,53	209,07
4	0	589,56	280,55	280,55	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
5	0	589,56	280,55	280,55	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
6	1	589,57	280,30	280,30	293,20	294,85	110,00	85,53	209,06
7	1	589,59	279,05	279,05	293,20	294,85	110,00	85,53	209,07
8	1	589,56	280,55	280,55	293,20	294,85	110,00	85,53	209,06
9	1	1305,27	280,55	280,55	293,20	294,85	110,00	189,36	462,86
10	1	768,06	280,80	280,80	293,20	294,85	110,00	111,43	272,36
11	1	676,87	283,55	283,55	293,20	294,85	110,00	98,20	240,02
12	1	662,77	285,80	285,80	293,20	294,85	110,00	96,15	235,02
13	1	646,97	286,55	286,55	293,20	294,85	110,00	93,86	229,42
14	1	629,91	286,30	286,30	293,20	294,85	110,00	91,38	223,37
15	1	611,65	286,55	286,55	293,20	294,85	110,00	88,74	216,90
16	1	595,86	286,05	286,05	293,20	294,85	110,00	86,44	211,30
17	1	589,51	284,80	284,80	293,20	294,85	110,00	85,52	209,05
18	1	589,51	283,55	283,55	293,20	294,85	110,00	85,52	209,05
19	1	589,54	281,80	281,80	293,20	294,85	110,00	85,53	209,06
20	1	589,55	281,55	281,55	293,20	294,85	110,00	85,53	209,06
21	1	589,56	280,80	280,80	293,20	294,85	110,00	85,53	209,06
22	0	589,55	281,30	281,30	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06
23	0	589,56	280,55	280,55	0,00	294,85	40,00	85,53	209,06

*Tabella 6.4 Vettori di input del modello*

Il modello R5C1 può essere risolto secondo varie ipotesi di calcolo e i risultati delle diverse evoluzioni sono riportati nei paragrafi successivi.

## 6.2 EVOLUZIONE LIBERA

Nel caso di evoluzione libera si considera l'edificio sottoposto alle variazioni della temperatura esterna ( $T_e$ ) e della temperatura di mandata dell'aria di ventilazione ( $T_{sup}$ ). I flussi di energia dovuti alle sorgenti interne e a quelli solari sono quelli definiti nel paragrafo precedente. I risultati della simulazione sono la temperatura interna del locale ( $T_{air}$ ) e le due temperature di superficie ( $T_s$ ) e di massa ( $T_m$ ) delle pareti.

È questo il caso di evoluzione libera delle variabili dipendenti, cioè quando non si ha alcun intervento degli impianti di climatizzazione. Le temperature interne sopra indicate evolvono liberamente portando al bilanciamento totale dei flussi termici.

Nel caso di evoluzione libera l'input è costituito dalle cinque conduttanze e dalla capacità (valori costanti durante il transitorio e uguali per tutti i tipi di evoluzione), e dai vettori orari di ingresso discussi precedentemente. In questa ipotesi di simulazione il flusso scambiato dagli impianti di climatizzazione si ipotizza essere nullo. Gli output del modello saranno la temperatura dell'aria interna ( $T_{air}$ ), la temperatura superficiale delle pareti ( $T_s$ ) e la temperatura di massa ( $T_m$ ).

### 6.2.1 Caso invernale

Per una prima analisi dei risultati ottenuti, sono stati elaborati i dati climatici del mese di gennaio. Nella figura seguente è stato riportato l'andamento, per una settimana di calcolo, della temperatura interna calcolata con il metodo di evoluzione libera e quello della temperatura interna di monitoraggio rilevata nell'ufficio (Figura 6.3).

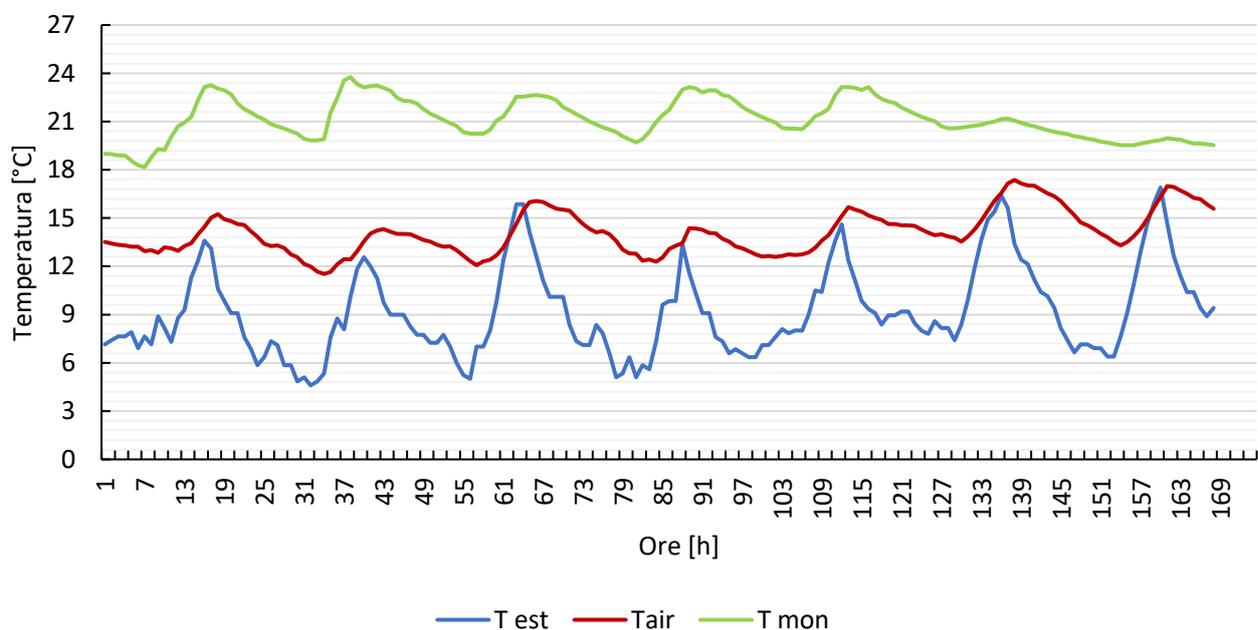


Figura 6.3 Andamento della temperatura interna in evoluzione libera a gennaio

Dal grafico si può notare come il profilo di temperatura simulato sia coerente con l'andamento della temperatura esterna. La temperatura interna della stanza, infatti, aumenta durante le prime ore del giorno e raggiunge i valori massimi nelle prime ore del pomeriggio, a seguito del calore ricevuto dagli apporti solari e dall'aumento della temperatura esterna.

La differenza tra la temperatura simulata tramite il modello e quella monitorata è data dal fatto che i dati di monitoraggio dell'ufficio sono rilevati con l'impianto di climatizzazione acceso, mentre, nel caso di evoluzione libera, quest'ultimo non viene ipotizzato in funzione. Il profilo di temperatura

simulato (curva in rosso) mostra un ipotetico scenario in cui gli impianti sono spenti e la temperatura interna varia solo per effetto dei bilanci energetici dell'edificio.

La Figura 6.4 mostra, in dettaglio, durante un giorno della stagione invernale, l'andamento orario delle temperature calcolate dalla simulazione e della temperatura dell'ambiente storicizzata dal sistema di monitoraggio. Oltre alle grandezze viste precedentemente sono quindi riportate anche i valori orari della temperatura interna superficiale ( $T_{si}$ ) e della temperatura di massa interna delle pareti ( $T_m$ ) definite nel capitolo precedente.

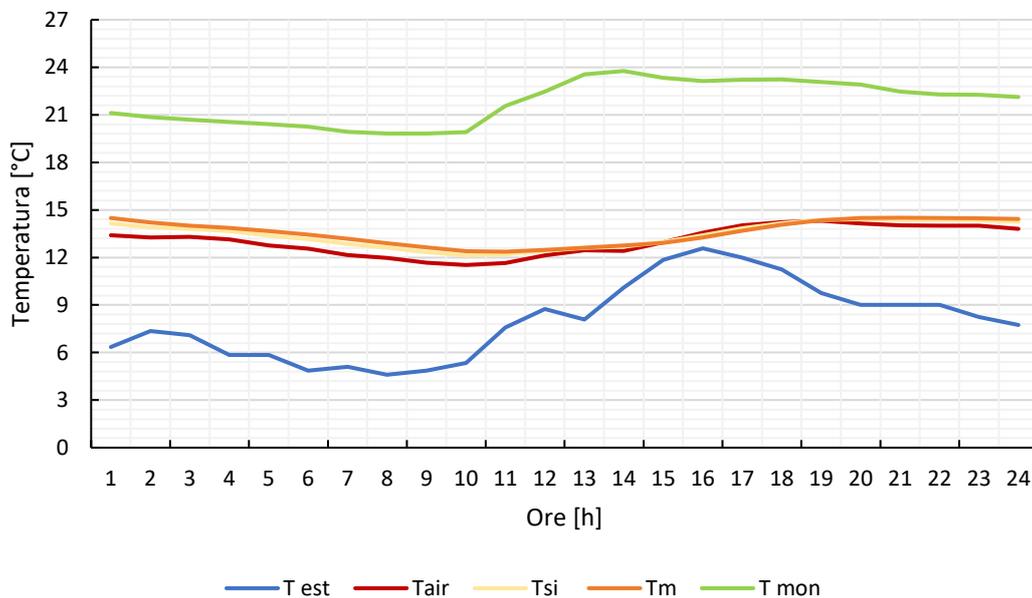


Figura 6.4 Andamento giornaliero delle temperature in output a gennaio

Osservando l'andamento giornaliero delle diverse temperature calcolate con il modello, si può notare come la temperatura dell'aria interna, la temperatura di massa e quella superficiale delle pareti seguano un andamento simile. Le piccole variazioni tra i profili di queste temperature sono dovute agli effetti della capacità termica. Gli apporti solari e gli apporti interni di energia termica fanno sì che la temperatura della stanza raggiunga temperature di circa 1,5 °C maggiori rispetto a quelle esterne monitorate per la stessa ora.

## 6.2.2 Caso estivo

Il grafico seguente mostra l'andamento della temperatura interna calcolato con il modello in evoluzione libera. È stata presa in considerazione una settimana del mese di luglio e il risultato del modello è stato paragonato ai dati di monitoraggio relativi alla temperatura interna dell'ufficio.

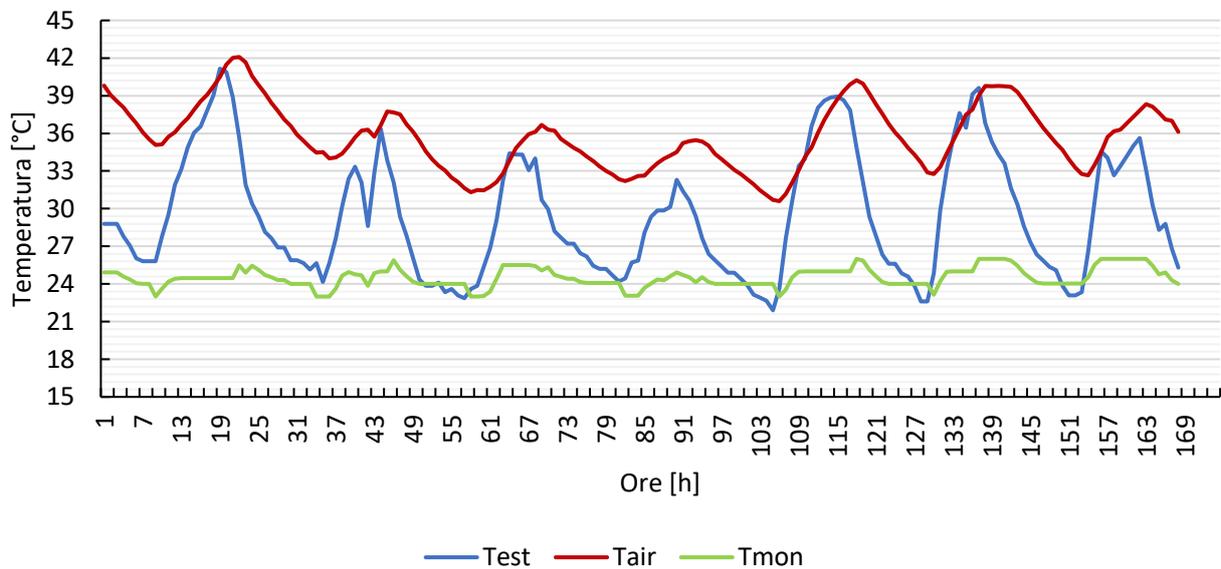


Figura 6.5 Andamento della temperatura interna in evoluzione libera a luglio

Dalla Figura 6.5 si può notare come in assenza dell'impianto di climatizzazione la temperatura interna varia solo per effetto dei bilanci energetici relativi all'ufficio e della variazione della temperatura esterna. Anche in questo caso, come in quello invernale, lo scostamento dalla temperatura di monitoraggio è dovuto all'assenza dell'impianto di climatizzazione.

È stato anche rappresentato, in Figura 6.6, l'andamento giornaliero di tutte le temperature stimate con la simulazione.

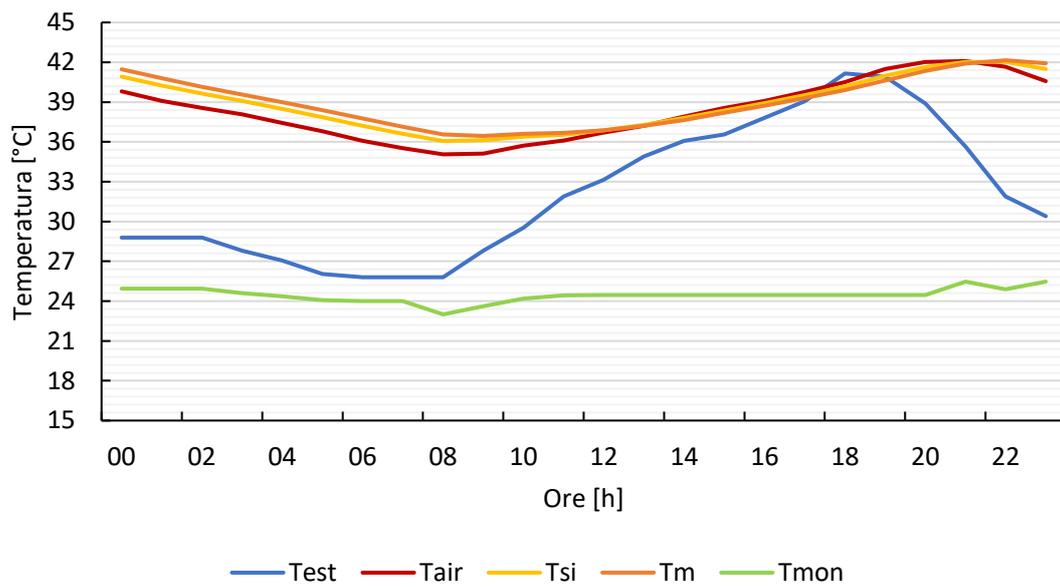


Figura 6.6 Andamento giornaliero delle temperature in output a luglio

La temperatura dell'aria interna ( $T_{air}$ ) risponde più rapidamente alle variazioni di temperatura esterna rispetto alle temperature superficiali interne delle pareti, come osservato anche per il caso invernale.

### 6.3 EVOLUZIONE FORZATA

Attraverso la simulazione in evoluzione forzata si intende stimare il flusso di climatizzazione per il riscaldamento e per il raffrescamento dell'ufficio, imponendo la temperatura interna pari al valore di set point.

L'input per questo metodo di calcolo, come nel caso di evoluzione libera, è costituito dalle cinque conduttanze e dalla capacità termica. Inoltre, oltre ai vettori di ingresso indicati in precedenza ( $T_{sup}$ ,  $T_e$ ,  $F_{int+F_{sol}}$ ), è stata aggiunta una colonna nel foglio di calcolo per il vettore della temperatura interna.

Con la soluzione del modello in evoluzione forzata è possibile valutare i consumi energetici relativi all'impianto di riscaldamento  $F_{HC,nd}$ , partendo dalla temperatura dell'aria interna dell'ufficio. La  $T_{air}$  viene ricalcolata per controllo, così come  $T_s$  e  $T_m$ .



dal monitoraggio. Inoltre, i valori minimi di potenza termica ricavati dal modello si hanno durante le ore in cui le condizioni dell'ambiente osservato sono più favorevoli per il riscaldamento, cioè quando la temperatura esterna e gli apporti (solari e interni) favoriscono il mantenimento della temperatura di set point.

Per verificare la validità del modello R51C è stato calcolato l'errore in corrispondenza dei picchi giornalieri di potenza termica richiesta per il riscaldamento dell'ambiente. L'errore calcolato sul carico massimo giornaliero risulta essere di circa il 6%.

Per controllo, utilizzando il valore di flusso termico ( $I_{out}$ ) ricavato dal modello, si calcola la temperatura interna dell'ufficio e si paragona a quella rilevata dal monitoraggio (Figura 6.8).

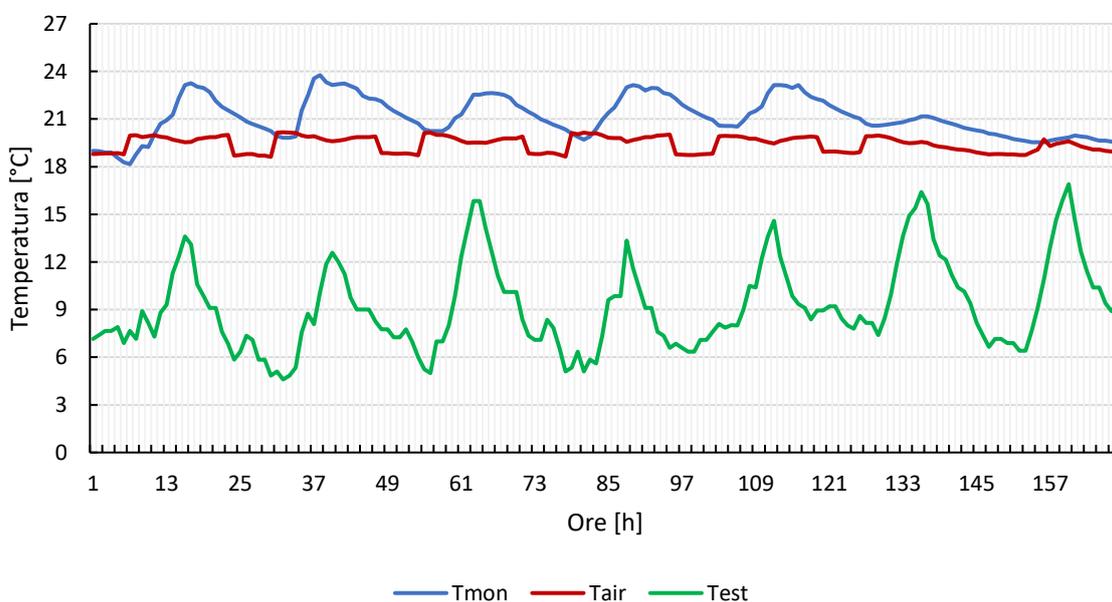
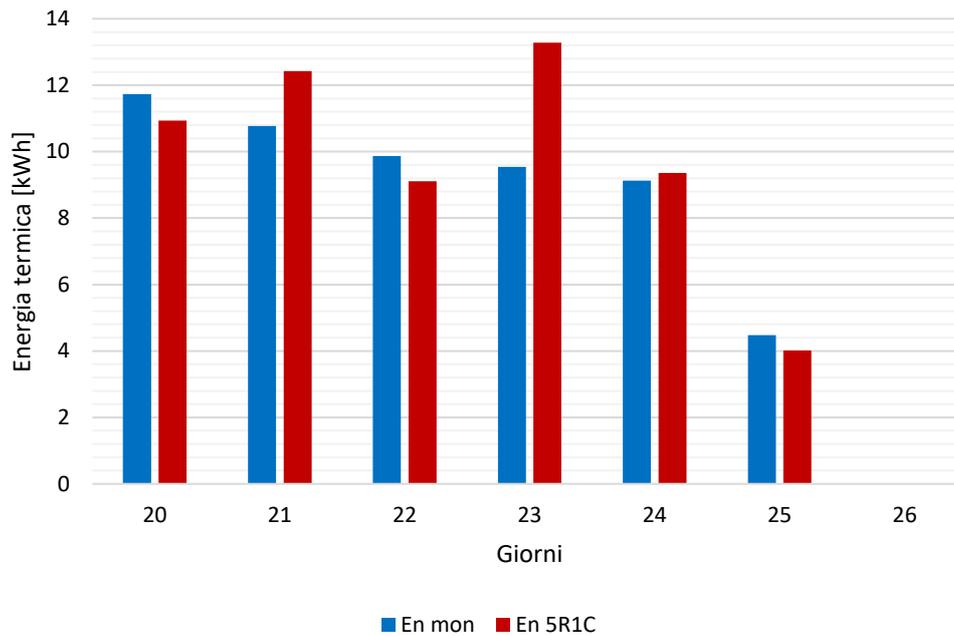


Figura 6.8 Andamento della temperatura interna in evoluzione forzata a gennaio

Questa tipologia di simulazione permette di stimare il fabbisogno energetico per il riscaldamento dell'ufficio, anche per periodi di calcolo più lunghi. Nella figura sotto sono mostrati i fabbisogni giornalieri per la settimana dal 20 al 26 gennaio 2020 e sono stati confrontati con quelli ricavati dal monitoraggio (vedi Figura 6.9 Energia termica giornaliera per una settimana di gennaio.).



*Figura 6.9 Energia termica giornaliera per una settimana di gennaio.*

L'energia termica totale mensile ricavata dal modello 5R1C risulta essere di 239 kWh, del 2,8% maggiore rispetto a quella ottenuta dal monitoraggio. I risultati mostrano una buona risposta del modello impostato per l'ufficio oggetto dello studio.

La soluzione diretta permette quindi di stimare i consumi energetici per la climatizzazione del singolo ambiente e, attraverso opportune implementazioni dei dati in input, è possibile estendere il calcolo all'intero edificio o ad altri ambienti all'interno di esso. Con questa tipologia di calcolo si ha la possibilità di osservare separatamente i risultati ottenuti per i singoli ambienti, evitando anche alcune incongruenze derivanti dall'utilizzo di valori medi globali per l'intero edificio.

### 6.3.2 Caso estivo

Le analisi svolte per il caso invernale sono state effettuate anche per il calcolo del flusso di raffrescamento, prendendo in considerazione i dati climatici e di monitoraggio relativi al mese di luglio 2019. In particolare, la Figura 6.10 mostra l'andamento settimanale della potenza frigorifera durante la settimana dal 22 al 28 luglio 2019.

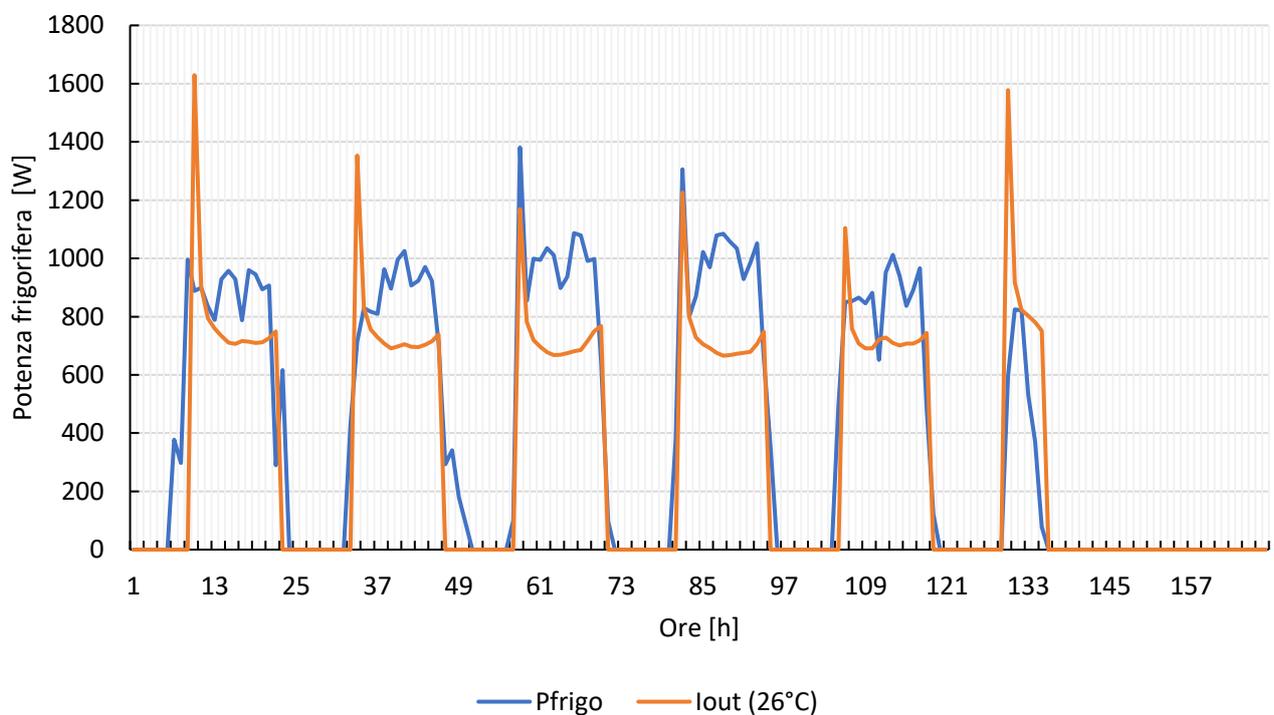


Figura 6.10 Andamento orario settimanale del carico di raffrescamento in evoluzione forzata.

Dal grafico si può notare come i picchi di potenza frigorifera, ricavata dal modello, si raggiungono nelle prime ore della giornata, superando i 1200 W quasi tutti i giorni della settimana. Ciò è dovuto al contributo degli apporti solari che, data l'esposizione delle pareti esterne, sono rilevanti soprattutto nelle prime ore della giornata. In particolare, data la presenza di finestre sulla parete orientata a Nord-est, il contributo della radiazione solare aumenta il fabbisogno di raffrescamento, il quale raggiunge anche i 1600 W.

Il carico di punta e il fabbisogno energetico totale per il raffrescamento sono infatti in funzione delle condizioni meteorologica, in particolare della temperatura esterna e della radiazione solare. Durante la stagione estiva, le temperature esterne più alte e la maggiore umidità dell'aria causano l'aumento della richiesta di energia frigorifera per la necessità di asportare calore latente all'ambiente interno. Questo è uno dei principali motivi per cui i modelli a parametri concentrati risultano meno precisi nel caso di raffrescamento rispetto al caso invernale.

Come per il caso invernale, anche per la stagione estiva sono stati calcolati gli errori relativi ai carichi massimi giornalieri della settimana analizzata. I risultati hanno mostrato un errore di circa il 50% nell'ora di accensione dell'impianto. L'errore diminuisce notevolmente nelle ore successive, assestandosi tra il 15% e il 20%.

Confrontando gli errori diventa immediatamente chiaro che l'errore del modello semplificato in modalità raffrescamento è superiore rispetto a quello ottenuto in modalità riscaldamento.

Analogamente a quanto fatto per la stagione invernale, sono stati ricavati tramite la simulazione anche i fabbisogni giornalieri di energia frigorifera della settimana dal 22 al 28 luglio 2019.

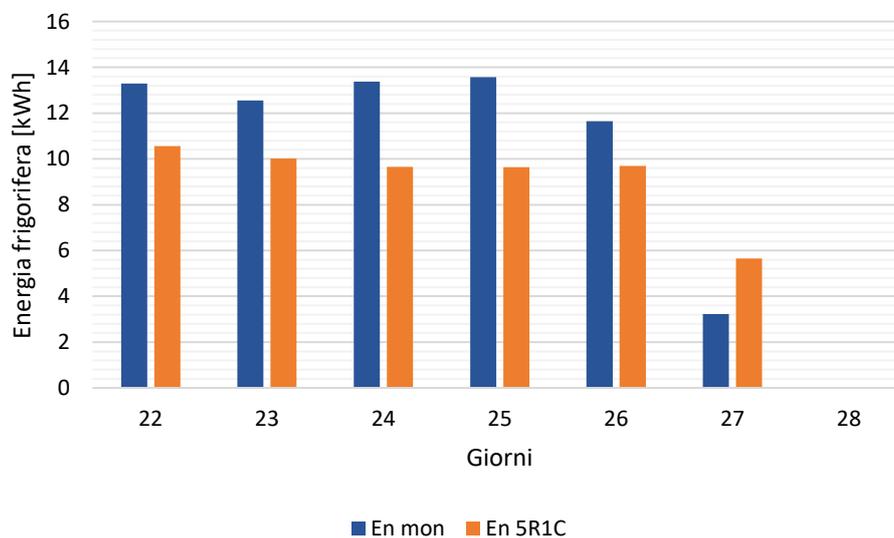


Figura 6.11 Energia frigorifera giornaliera per una settimana di luglio.

La settimana osservata è quella che durante la stagione estiva 2019 presenta i valori massimi di temperatura esterna. Di conseguenza anche la potenza frigorifera monitorata raggiunge i valori massimi del mese osservato. L'energia frigorifera settimanale stimata dal modello 5R1C risulta

essere minore di circa il 17%. L'energia frigorifera totale mensile per luglio 2019 ricavata dal calcolo risulta essere di 242 kWh, maggiore di circa il 18% rispetto a quella totale storicizzata dal sistema di monitoraggio.

Si osserva che nella stagione estiva si possono avere differenze sostanziali dei carichi termici totali dal momento che non viene considerato il calore latente. In realtà quest'ultimo tiene conto dell'umidità specifica esterna, che varia in funzione del sito e del mese di riferimento, e che renderebbe i risultati più accurati.

In generale il modello con una singola capacità ha un effetto smorzante sul profilo di carico termico, non riuscendo a cogliere le rapide fluttuazioni dei parametri di calcolo.

La Figura 6.12 mostra l'andamento giornaliero della temperatura dell'aria interna, di massa e superficiale, considerando il carico di raffreddamento calcolato con il modello.

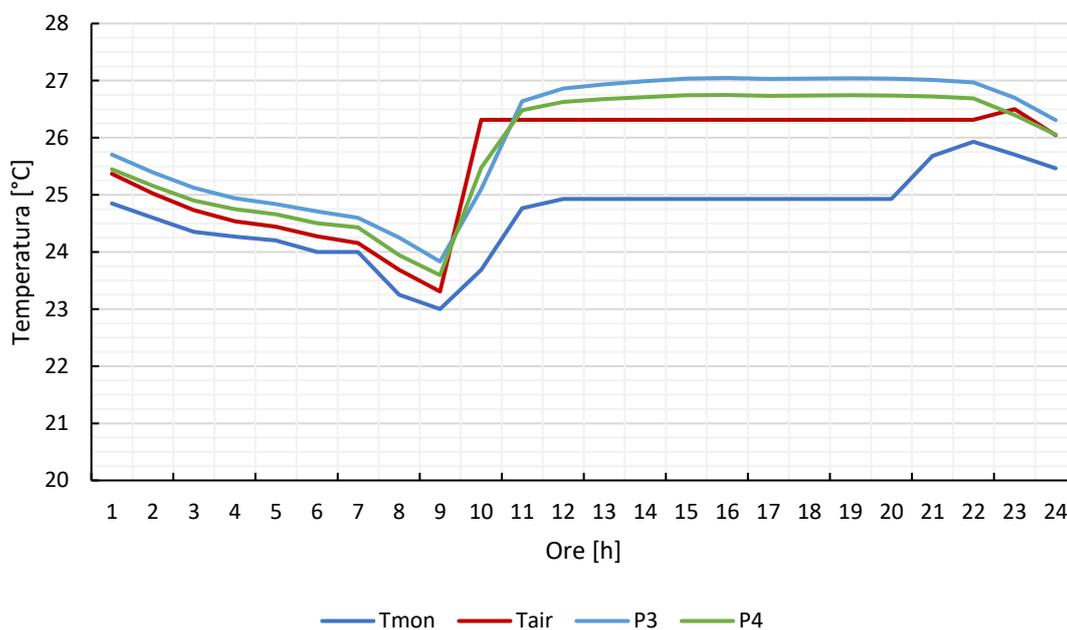


Figura 6.12 Andamento orario della temperatura interna in evoluzione forzata per un giorno del mese di luglio

Dal grafico si può notare come l'andamento delle varie temperature sia influenzato dal periodo di accensione degli impianti e dalle condizioni in cui si trova l'ambiente quando gli impianti sono in uso.

Nella colonna degli input è stato impostato il valore della colonna Imp.Avv. pari a 1 nel caso di impianto attivo e pari a 0 nel caso di impianto spento. In questo modo l'evoluzione cambia automaticamente da libera a forzata in base all'input ricevuto. Dall'andamento delle temperature è evidente il passaggio da un'evoluzione all'altra, in corrispondenza dell'accensione degli impianti. La temperatura dell'aria interna (curva in rossa) è in evoluzione libera durante la notte quando l'impianto non è attivo, mentre si stabilizza al valore di 26°C (temperatura di set-point) per il resto della giornata. Grazie all'andamento giornaliero della temperatura interna è possibile notare come, durante l'evoluzione libera, vari molto in funzione delle condizioni esterne. È questo il momento in cui l'aria interna varia la sua temperatura in funzione dei bilanci energetici dell'edificio e non si ha alcun effetto da parte degli impianti. Quando l'impianto si rimette in funzione non trova la temperatura interna al valore di set-point ma al valore che ha durante il transitorio al momento della riaccensione.

Sia nel caso di raffrescamento che di riscaldamento le condizioni dell'aria interna sono gravose; infatti, in estate la temperatura sale al di sopra della temperatura di set point in evoluzione libera, mentre in inverno succede il contrario. Di conseguenza i consumi energetici sono maggiori nel caso di evoluzione libera rispetto al caso in cui sono calcolati per raggiungere il valore di temperatura di set-point.

La tabella seguente riporta gli errori ottenuti per il calcolo del fabbisogno di climatizzazione dell'ufficio preso in esame. La variazione è considerata tra i valori ricavati tramite il modello semplificato R51C e i valori ottenuti dal sistema di monitoraggio.

<b>Periodo di climatizzazione</b>	<b>Errore %</b>	
	<b>Carico massimo giornaliero</b>	<b>Energia settimanale</b>
Invernale	+6%	+3%
Estivo	+50%	- 17%

*Tabella 6.5 Errori calcolati per la modalità forzata.*

Durante la stagione di riscaldamento, la temperatura interna monitorata raramente è pari a 20 °C ma si avvicina più ai 23-24 °C, anche maggiore in alcuni casi. Questo fenomeno può essere dovuto sia al desiderio di un maggior comfort ambientale sia alla necessità di prevenire la formazione di

condensa superficiale. I singoli uffici dell'Energy Center sono dotati di un termostato autonomo che permette di regolarne la temperatura. Anche durante la stagione estiva il set point non mantiene il valore di 26°C, infatti il monitoraggio della stanza durante la stagione estiva mostra temperature di circa 24-25 °C.

## 6.4 MODALITÀ INVERSA

In questo paragrafo sono riportati i risultati ottenuti dal modello semplificato R51C nel caso di modalità inversa, trattato nel paragrafo **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata..**

Oltre ai valori di conduttanza e capacità termica, bisogna fornire i vettori di input ( $T_{sup}$ ,  $T_e$ ,  $F_{int}+F_{sol}$ ) come nelle altre modalità di calcolo, con l'aggiunta del flusso termico da cedere o asportare all'ambiente. Fornendo il flusso termico in input, si può calcolare la temperatura dell'aria interna che si raggiunge nell'ufficio. Con questa modalità di analisi, la temperatura interna dell'ufficio rappresenta una variabile dipendente determinata dalla soluzione delle equazioni di bilancio termico.

Gli output, dunque, sono la temperatura dell'aria interna ( $T_{air}$ ), la temperatura superficiale delle pareti ( $T_{sup}$ ) e la temperatura di massa delle pareti ( $T_m$ ).

I grafici che seguono mostrano gli andamenti della temperatura interna simulata e quella di monitoraggio nel caso di modalità inversa. Questo tipo di approccio è definito indiretto perché valuta la temperatura interna dell'edificio partendo dal flusso di climatizzazione ed è utile per verificare la funzionalità degli impianti e determinare le condizioni interne dell'edificio dato il suo consumo energetico.

#### 6.4.1 Caso invernale

Utilizzando le potenze termiche orarie fornite all'ufficio, ricavate dal monitoraggio, sono stati calcolati dal modello i valori di temperatura interna. La Figura 6.13 mostra la variazione della temperatura dell'aria interna durante una settimana del mese di gennaio, in risposta alla forzante, ovvero il flusso di riscaldamento.

L'andamento settimanale della temperatura interna calcolato con il modello è stato paragonato alla temperatura dell'ufficio ricavata dai dati di monitoraggio (Figura 6.13).

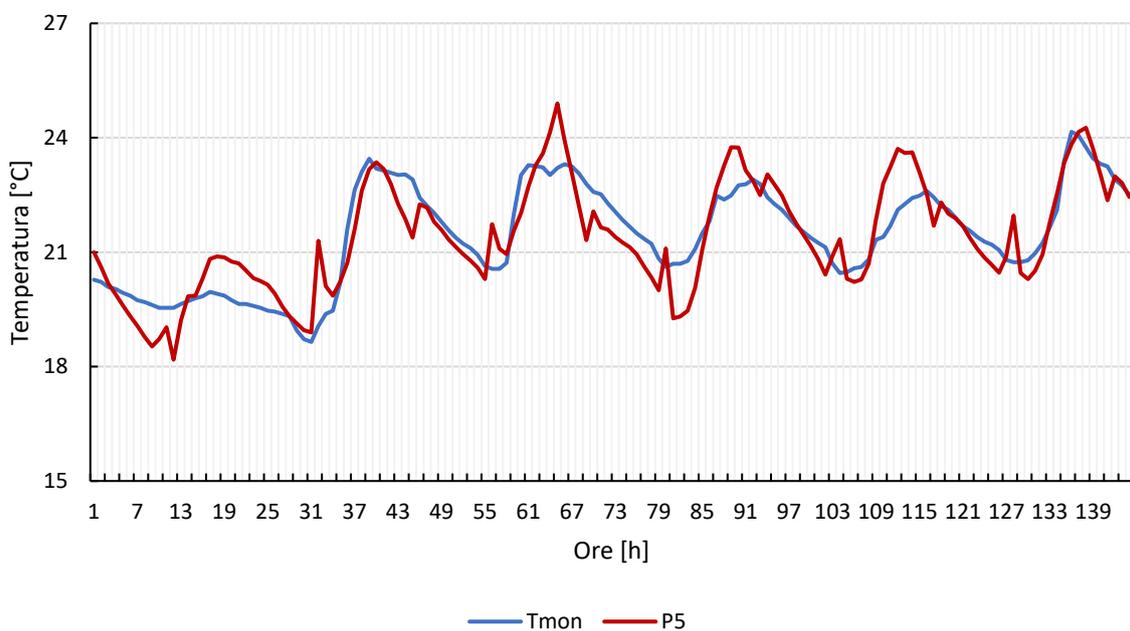


Figura 6.13 Andamento orario della temperatura interna con modalità inversa durante una settimana di gennaio.

Dal grafico in Figura 6.13 si può notare come la temperatura di monitoraggio e quella calcolata con il modello seguano lo stesso andamento. I picchi delle due curve corrispondono e si raggiungono nelle ore centrali della giornata.

Anche in questo caso è stato calcolato l'errore relativo tra le due temperature osservate. L'errore medio risulta essere di circa il 3%. I valori massimi dell'errore, come si può notare anche dalla Figura 6.14, si raggiungono durante le ore centrali della giornata con valori massimi intorno al 7%.

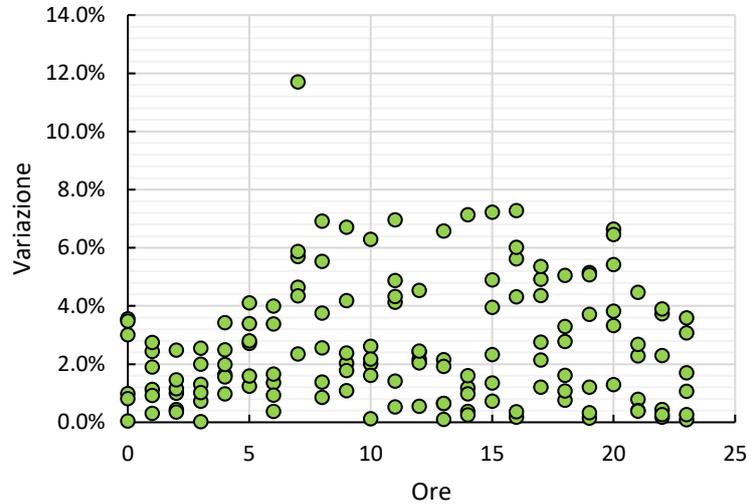


Figura 6.14 Errore sulle temperature calcolate con la modalità inversa nel mese di gennaio.

Osservando l'andamento orario della temperatura per un singolo giorno si può notare come la temperatura interna risponda alla variazione della temperatura esterna (Figura 6.15). Il picco è raggiunto nel primo pomeriggio in corrispondenza della massima temperatura esterna.

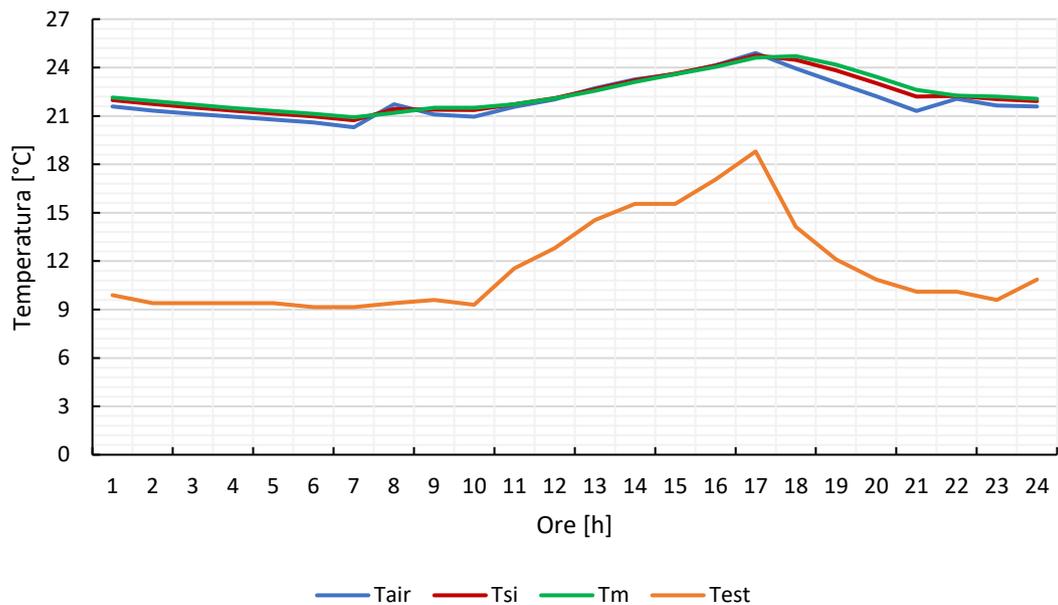


Figura 6.15 Temperature in output in modalità inversa a gennaio.

## 6.4.2 Caso estivo

La metodologia inversa di calcolo è stata applicata anche per il periodo di raffrescamento. Inserendo in ingresso i valori medi orari di potenza frigorifera necessaria all'ambiente, è stata calcolata dal modello la temperatura interna di quest'ultimo.

Il consumo per raffrescamento dovuto al singolo ufficio è stato ricavato, come per il caso di riscaldamento, tramite il rapporto tra la potenza frigorifera installata nell'ambiente osservato (1,43 kW) e la potenza frigorifera installata in centrale (366 kW), pari allo 0,39%.

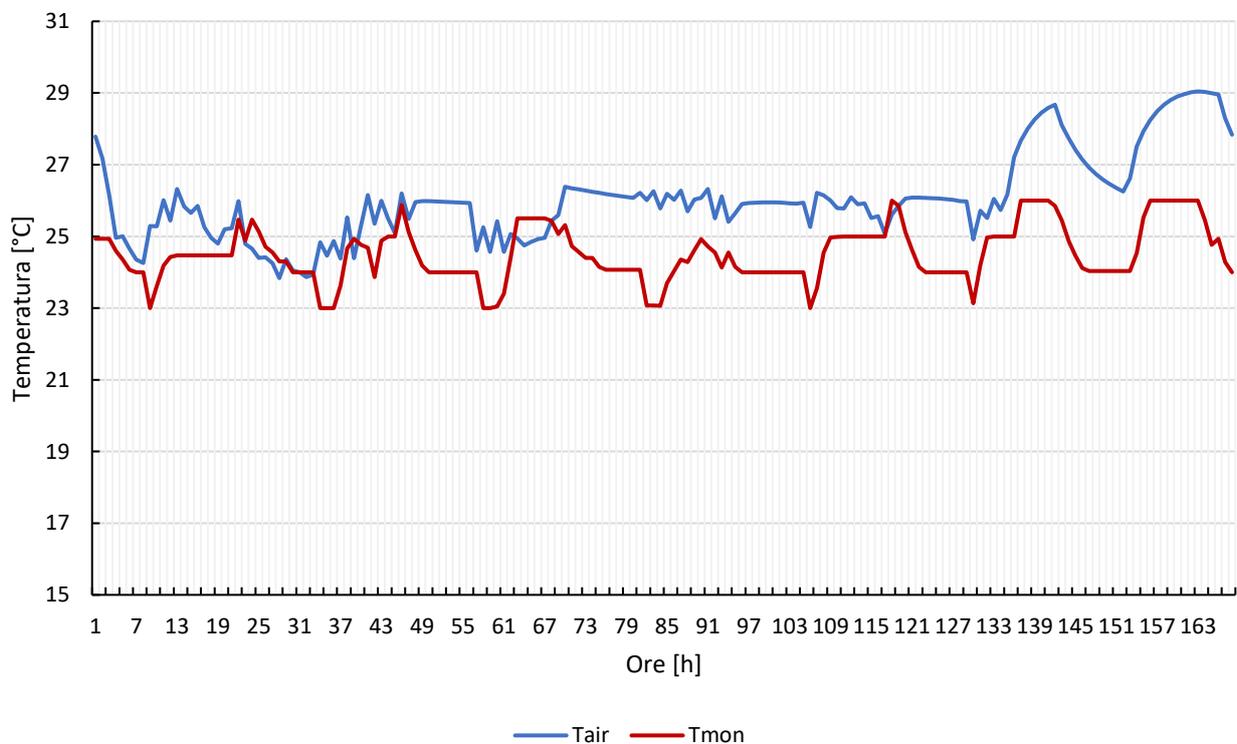


Figura 6.16 Andamento settimanale della temperatura interna con modalità inversa a luglio

Come visto per il caso di modalità diretta, i risultati ottenuti per la stagione estiva risultano essere meno precisi rispetto a quelli relativi alla stagione di riscaldamento. È stato ricavato l'errore tra la temperatura interna stimata con il modello e quella di monitoraggio, che risulta essere di circa il 7%. Anche dal grafico in Figura 6.16 si può notare che i profili delle due temperature presentano andamenti differenti. La regolazione permette all'utente di modificare la temperatura di set point all'interna dell'ufficio, la temperatura monitorata non risulta quindi costante a 26°C.

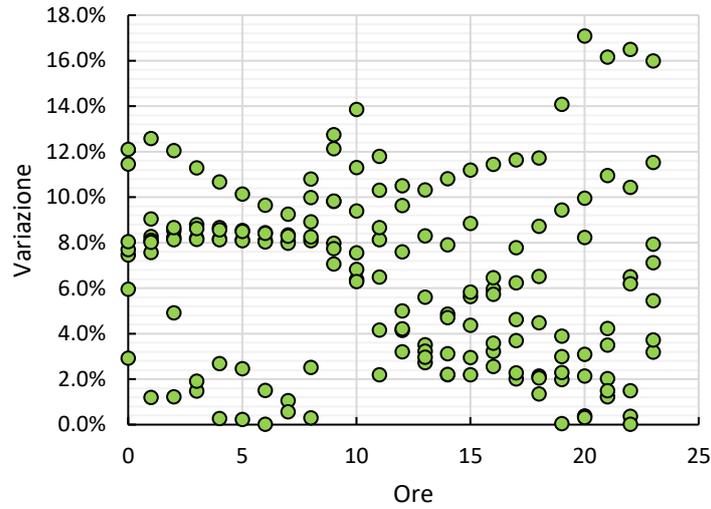


Figura 6.17 Distribuzione degli errori sulle temperature con modalità inversa nel mese di luglio

La distribuzione degli errori, calcolati sui valori orari di temperatura, non mostra particolari effetti dovuti all'ora in cui viene effettuato il calcolo. Il valore medio della variazione risulta del 7%, con valori massimi intorno al 16 % ottenuti durante le ore serali, successive allo spegnimento dell'impianto.

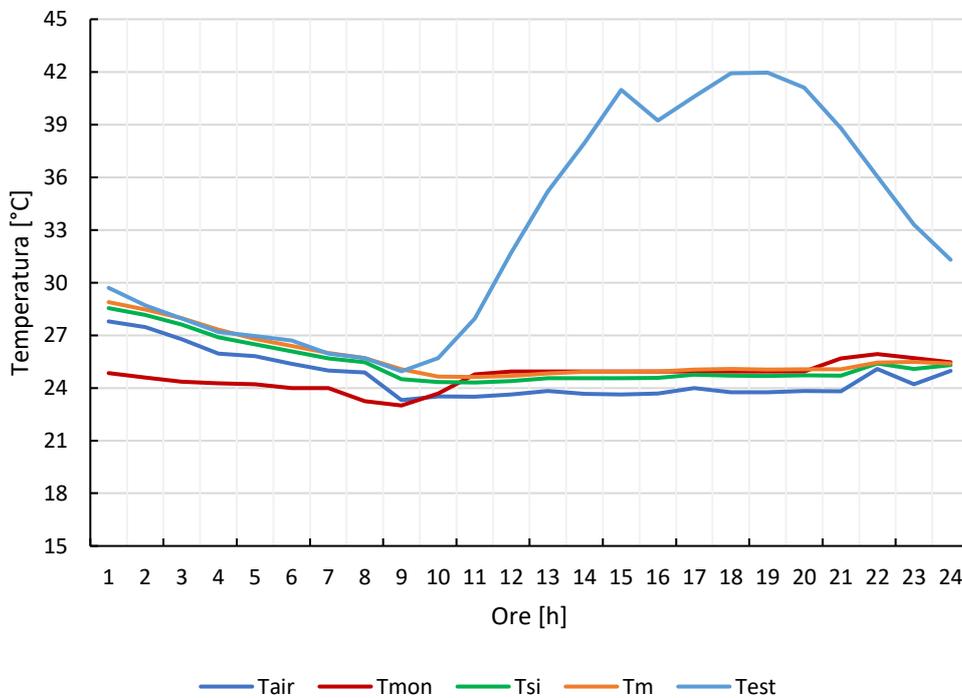


Figura 6.18 Temperature in output in modalità inversa a luglio

Osservando l'andamento orario della temperatura per un singolo giorno si può notare come la temperatura interna segua l'andamento della temperatura esterna. Durante il funzionamento degli impianti di raffrescamento, la temperatura dell'aria è mantenuta al valore di setpoint posto a 26 °C.

I risultati ottenuti in questo lavoro di tesi sono significativi ed incoraggiano verso un utilizzo di questo modello di calcolo per la valutazione dei fabbisogni energetici degli edifici pubblici e per la valutazione delle condizioni di comfort all'interno dei singoli ambienti. In particolare, tramite la metodologia di calcolo diretta, l'energia necessaria al riscaldamento calcolata per una settimana di gennaio ha mostrato una sovrastima di circa il 3 %, mentre per la stagione estiva è stata riscontrata una sottostima di circa il 17%. Il calcolo effettuato in modalità inversa ha permesso di valutare l'andamento orario della temperatura interna all'ambiente, utilizzando come forzante il flusso termico ricavato dal monitoraggio. Con quest'ultima metodologia, la temperatura interna dell'ufficio in esame è stata calcolata con un errore di circa il 3% a gennaio e di circa il 7% a luglio.

## 7 CONCLUSIONI

---

Il lavoro di tesi è stato svolto con l'obiettivo di simulare il comportamento termico di un ufficio all'interno dell'Energy Center, per valutarne i consumi energetici e simulare l'andamento della temperatura dell'aria al suo interno. A tale scopo è stato utilizzato il modello di calcolo R5C1, a cinque resistenze e una capacità, indicato dalla Norma Internazionale UNI EN 13790:2008.

Sono state studiate due diverse modalità di soluzione del modello e i risultati ottenuti sono stati paragonati ai dati rilevati dal sistema di monitoraggio presente nella struttura.

La modalità diretta consiste nella valutazione dei consumi energetici degli edifici. Sono state formulate due ipotesi: la prima consiste nell'ipotizzare il flusso scambiato dall'impianto nullo e calcolare la temperatura interna dell'ufficio (modello in evoluzione libera); la seconda riguarda il calcolo dei fabbisogni energetici con temperatura interna pari a quella di set point (modello in evoluzione forzata). Considerando quest'ultima tipologia di calcolo è stato possibile calcolare l'errore tra i risultati ottenuti con il modello e i dati relativi al monitoraggio. L'errore in corrispondenza dei picchi giornalieri di potenza termica per il riscaldamento risulta essere del 6%. Tuttavia, quello relativo al fabbisogno mensile è minore e si aggira intorno al 2,8%. Per la stagione estiva, i risultati hanno mostrato un errore maggiore rispetto al caso invernale, che va dal 15% al 20% per i carichi di picco giornalieri e risulta essere del 18% sul calcolo dell'energia frigorifera mensile.

Nel caso di modalità inversa, invece, è stato calcolato l'andamento della temperatura interna dell'ufficio, utilizzando come valori di input le potenze erogate per il riscaldamento e il raffrescamento. In questo caso è stato calcolato l'errore relativo alla temperatura dell'aria interna nel caso invernale e nel caso estivo. I risultati nel caso di raffrescamento risultano essere meno accurati, con un errore del 7%. Nel caso invernale l'andamento della temperatura interna stimata con il modello si avvicina a quella di monitoraggio, mostrando un errore del 3%.

Quanto esposto nei capitoli precedenti dell'elaborato e nell'analisi dei risultati del modello consente di fare alcune osservazioni teoriche e pratiche sul metodo di calcolo orario proposto in questo lavoro.

Il modello R5C1 risulta essere un metodo di calcolo dinamico che presenta numerosi vantaggi rispetto ai classici metodi di simulazione in regime statico. In primo luogo, consente di ottenere risultati molto più realistici, considerando l'evoluzione temporale di temperatura esterna e irraggiamento solare. Inoltre, potendo esaminare le sequenze orarie giornaliere, è possibile tener conto dei profili d'uso per le sorgenti interne e per gli impianti. Il più grande vantaggio del modello studiato è la semplicità di definizione e la rapidità di risoluzione. È un modello molto flessibile che può essere utilizzato sia per valutare le prestazioni di un intero edificio che, come il caso in esame, di una stanza singola.

Tuttavia, ridurre le componenti di scambio termico a solo cinque parametri è una grande semplificazione che porta ad avere risultati imprecisi rispetto ai modelli di calcolo più sofisticati. Il metodo R5C1 con soluzione oraria, malgrado le approssimazioni, rappresenta un grosso passo avanti rispetto ai metodi statici. Il modello proposto può essere sviluppato ulteriormente per simulare l'andamento dei fabbisogni energetici relativi all'intero edificio e ai singoli ambienti, permettendo di valutare le prestazioni energetiche degli impianti di climatizzazione e dell'involucro della struttura.

## 8 BIBLIOGRAFIA

---

- [1] Terna; cdp;, «La transizione energetica in Italia e il ruolo del settore elettrico e del gas,» 2019. [Online]. Available: [https://download.terna.it/terna/Transizione\\_Energetica\\_8d75215ad40ffa.pdf](https://download.terna.it/terna/Transizione_Energetica_8d75215ad40ffa.pdf).
- [2] IEA, «The Critical Role of Buildings,» 2019. [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/the-critical-role-of-buildings>.
- [3] P. Warren, «Demand-Side Management Policy: Mechanism for success and failure,» 2015.
- [4] Fattahi Meyabadi e Deuhimi, «A review of demand/side management: Reconsidering theoretical framework,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 80, 2017.
- [5] Zhang e X. Xia , «Energy Efficiency and Control Systems-from a POET Perspective IFAC Proceedings Volumes,» vol. 43, pp. 255-260, 2010.
- [6] R. Sharifi, S. Fathi e V. Vahidinasab, «A review on Demand-side tools in electricity market,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 72, 2017.
- [7] A. T. de Almeida, M. Pedro S., G. Clark e P. Kel, «Distirbuted Generation and Demand-side Management,» *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*, 2007.
- [8] N. Motegi, M. A. Piette e D. S. Watson, «Introduction to Commercial Building Control Strategies and Techniques for Demand Response,» *Lawrence Berkeley National Laboratory (LBLN)*, 2007.
- [9] X. Yan, Y. Ozturk, Z. Hu e Y. Song, «A review on price-driven residential demand response,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 96, pp. 411-419, 2018.
- [10] Maria N.Q. Macedo, Joaquin J.M. Galo, Joaquin J.M. Galo, Luiz A.L. Almeida e Antonio C.C. Lima, «Typification of load curves for DSM in Brazil for a smart grid environment,» *Electrical Power and Energy Systems*, 2015.
- [11] Chamberlin e C. W. Gellings , «Demand-side management: concept and methods,» *2nd ed., USA: The Fairmont Press, Inc.*, 1993.
- [12] Polonara e A. Arteconi, «Assessing the Demand Side Management Potential and the Energy Flexibility of Heat Pumps in Buildings,» *Energies*, vol. 11, pp. 1-19, 2018.

- [13] Arch. Gaia Mussi, «Certificazione energetica: regime stazionario e regime dinamico,» 2018. [Online]. Available: <https://www.infobuildenergia.it/approfondimenti/certificazione-energetica-regime-stazionario-e-regime-dinamico/>.
- [14] UNI TS 11300, 2014.
- [15] C. Alfonso e Alice Gorrino, Caratterizzazione energetica e tecnologie costruttive dell'involucro edilizio.
- [16] J. M. A. WentaoWu, «Simplified direct forcing approach for dynamic modeling of building natural ventilation».
- [17] Jean-Gabriel Bauzin, Minh-Nhat Nguyen, Najib Laraqi e Andrea Vaca Hernández, «Thermoelastic mechanical and heat conduction study through inverse method and transfer functions,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 135, pp. 1260-1268, 2019.
- [18] C.-M. Lai, «Code-to-Code Validation and Application of a Dynamic Simulation Tool for Building Energy Performance Analysis,» *energies*, 2015.
- [19] M. Jia, R. S. Srinivasan e A. A. Raheem, «From occupancy to occupant behaviour: An analytical survey of data acquisition technologies, modeling methodologies and simulation occupancy mechanism for building energy efficiency,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 68, pp. 525-540, 2017.
- [20] M. M. Ouf, M. H. Issa, A. Azzouz e A. M. Sadick, «Effectiveness of using WiFi technologies to detect and predict building occupancy,» *Sustainable Buildings*, vol. 2, n. 7, 2017.
- [21] X. Li e J. Wen, «Review of building energy modeling for control and operation,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 37, pp. 517-537, 2014.
- [22] J. Vivian, A. Zarrella, G. Emmi e M. De Carli, «An evaluation of the suitability of lumped-capacitance models in calculating energy needs and thermal behaviour of buildings,» *Energy and Buildings*, vol. 150, pp. 447-465, 2017.
- [23] Gaetano Fasano, Francesca Margiotta e Giovanni Puglisi, «Valutazione di applicabilità del metodo RTS come codice di calcolo per la certificazione energetica degli edifici,» 2014.
- [24] G. Reynders, J. Diriken e D. Saelens, «Quality of grey-box models and identified parameters as function of the accuracy of input and observation signals,» *Energy and Buildings* 82, pp. 263-274, 2014.
- [25] American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, ASHRAE handbook: Fundamentals, Atlanta, 2009.

- [26] Peder Bacher e Henrik Madsen, «Identifying suitable models for the heat dynamics of buildings,» *Energy and Buildings* 43, p. 1511–1522, 2011.
- [27] Vanda Dimitriou, Steven K. Firth e Tarek M. Hassan, «The applicability of Lumped Parameter modelling in houses using in-situ measurements,» *Energy & Buildings*, 2020.
- [28] Harry Boyer, Jean-Pierre Chabriat, Brigitte Grondin-Perez e C. Tourrand, «Thermal Building Simulation and Computer Generation of Nodal Model,» 2012.
- [29] G. Reynders, J. Diriken e D. Saelens, «Quality of grey-box models and identified parameters as function of the accuracy of input and observation signals,» *Energy Build.* 82, pp. 263-274, 2014.
- [30] J.A. Crabb, N. Murdoch e J.M. Penman, «A simplified thermal response model,» *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 8, pp. 14-20, 1987.
- [31] W. K.L. Beuken, «bei periodisch betriebenen Öfen,» *Dissertation Freiburg*, 1936.
- [32] L. Rouvel e Berechnung, «des wärmetechnischen Verhaltens von Räumen bei dynamischen Wärmelasten,» *Brennst-Wärme-Kraft*, 1972.
- [33] Laret, «Use of general models with a small number of parameters: part1—theoretical analysis,» *Proc. of 7th Int. Congress of Heating and Air Conditioning CLIMA 2000*, 1980.
- [34] F. Lorenz e G. Masy, «Méthode d'évaluation de l'économie d'énergie apportée par l'intermittence de chauffage dans les bâtiments. Traitement par différences finies d'un modèle à deux constantes de temps,» *Report No. GM820130-01*.
- [35] J.A. Crabb, N. Murdoch e J.M. Penman, «A simplified thermal response model,» *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 8, pp. 14-20, 1987.
- [36] Tindale, «Third-order lumped-parameter simulation method,» *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 14, pp. 86-96, 2003.
- [37] K.A. Antonopoulos e E. Koronaki, «Apparent and effective thermal capacitance of buildings,» *Energy* 23, pp. 185-194, 1998.
- [38] G. Fraisse, C. Viardot, O. Lafabrie e G. Achard, «Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy,» *Energy Build.* 34, pp. 1016-1031, 2002.
- [39] Nielsen, «Simple tool to evaluate energy demand and indoor environment in the early stages of building design,» *Sol. Energy* 78 (1), pp. 73-83, 2005.

- [40] J.H. Kämpf e D. Robinson, «A simplified thermal model to support analysis of urban resource flows,» *Energy Build.* 39, pp. 445-454, 2007.
- [41] M.M. Gouda, S. Danaher e C.P. Underwood, «Building thermal model reduction using nonlinear constrained optimization,» *Build. Environ.* 37, pp. 1255-1265, 2002.
- [42] L. Rouvel e F. Zimmermann, «Berechnung des instationären thermischen Gebäudeverhaltens,» pp. 40-46, 2004.
- [43] E.A. Rodriguez, F.J. Jara Sanchez de la Flor e S.A. Dominguez, «A new analytical approach for simplified thermal modelling of buildings: self-Adjusting RC-network model,» *Energy Build.* 130, pp. 85-97, 2016.
- [44] European Committee for Standardization, EN 15265: Energy performance of buildings. Calculation of energy needs for space heating and cooling using dynamic methods. General criteria and validation procedures., Brussel, 2007.
- [45] Cammarata G., Cammarata M. e Capizzi G., «Sviluppo di metodologie e strumenti di misura ed analisi dei consumi energetici degli edifici pubblici,» ENEA, 2013.
- [46] Standardization, International Organization for, «ISO/DIS 52016-1: Energy performance of buildings – Calculation of the energy needs for heating and cooling, internal temperatures and heating and cooling load in a building or building zone – Part 1: Calculation».
- [47] International Organization for Standardization (ISO), «ISO 13791: Thermal performance of buildings — Calculation of internal temperatures of a room in summer without mechanical cooling — General criteria and validation procedures.,» Geneva, 2012.
- [48] International Organization for Standardization (ISO), «ISO 13792: Thermal performance of buildings – Calculation of internal temperatures of a room in summer without mechanical cooling – Simplified methods,» Geneva, 2012.
- [49] Jacopo Vivian, Angelo Zarrella, Giuseppe Emmi e Michele De Carli, «An evaluation of the suitability of lumped-capacitance models in calculating energy needs and thermal behaviour of buildings».
- [50] Standardization, International Organization for, «ISO 13790: Energy performance of buildings: calculation of energy use for space heating and cooling.,» Geneva, 2008.
- [51] German Association of Engineers, «Calculation of transient thermal response of rooms and buildings – modelling of rooms. (VDI 6007-1),» Düsseldorf, 2012.
- [52] cdp, «elaborazione CDP su dati BP,» 2019.

