



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare

Classe LM-30

Tesi di laurea

*Climatizzazione di ambienti ad elevata coibentazione:  
sistemi a pannelli radianti e a tutt'aria*

*Relatore*

Prof. Michele De Carli

*Correlatori*

Prof. Marco Mariotti

Dott. Giuseppe Emmi

*Laureanda*

Elena Marani

n° matricola: 1086810

Anno Accademico 2017/2018



# Indice

<b>INTRODUZIONE.....</b>	<b>1</b>
<b>Capitolo 1. Efficienza energetica nell’edilizia residenziale.....</b>	<b>3</b>
1.1 Efficienza energetica.....	3
1.2 Consumi nell’edilizia residenziale.....	6
1.3 Evoluzione del regolamento normativo.....	10
1.4 Bonus risparmio energetico 2018.....	14
<b>Capitolo 2. Sistemi di climatizzazione.....</b>	<b>17</b>
2.1 Pannelli radianti.....	17
2.1.1 Vantaggi e svantaggi dei pannelli radianti.....	19
2.1.2 Realizzazione degli impianti a pannelli.....	24
2.1.3 Distribuzione fluido termovettore.....	26
2.1.4 Sistema di regolazione.....	29
2.1.5 Flusso termico emesso.....	30
2.1.6 Dimensionamento dei pannelli.....	33
2.2 Ventilazione meccanica controllata.....	44
2.2.1 Definizioni .....	44
2.2.2 Tecniche di ventilazione.....	46
2.2.3 Infiltrazione.....	49
2.2.4 Ventilazione naturale.....	51
2.2.5 Ventilazione meccanica.....	59
2.2.5.1 Sistemi di ventilazione meccanica a semplice estrazione.....	60
2.2.5.2 Sistemi di ventilazione meccanica bilanciata.....	61
2.2.5.3 Componenti dei sistemi di ventilazione meccanica.....	62
2.2.6 Ventilazione ibrida.....	70
2.3 L’Unità trattamento Aria.....	70
2.3.1 Le sezioni dell’UTA.....	71
2.3.2 La distribuzione dell’aria.....	79
2.3.2.1 Tipologie di canalizzazioni.....	80
2.3.2.2 Componenti per la diffusione dell’aria.....	81

<b>Capitolo 3. Il software Trnsys.....</b>	<b>89</b>
3.1 Interfaccia grafica: Simulation Studio .....	90
3.2 Il modello dell'edificio : TRNBuild .....	94
3.2.1 Dati di regime.....	98
3.2.2 Descrizione delle pareti.....	103
3.2.3 Descrizione delle finestre.....	109

<b>Capitolo 4. Simulazioni energetiche in Trnsys in regime stazionario: sistema radiante.....</b>	<b>113</b>
4.1 Sistema radiante: caso "00" Calcolo della potenza massima richiesta e del fabbisogno energetico netto.....	113
4.2 Sistema radiante: caso "01" Condizioni costanti.....	115
4.3 Sistema radiante: caso "02" Sistema radiante: variazione del set-point.....	121
4.4 Sistema radiante: caso "03" Sistema radiante: variazione dei carichi interni.....	127
4.5 Sistema radiante: caso "04" VMC con recuperatore di calore.....	135

<b>Capitolo 5. Simulazioni energetiche in Trnsys in regime stazionario: UTA.....</b>	<b>141</b>
5.1 UTA: caso "01" Condizioni costanti .....	141
5.2 UTA: caso "02" Variazione del set-point.....	149
5.3 UTA: caso "03" Variazione dei carichi interni.....	155
5.3 UTA: caso "04" VMC con recuperatore di calore .....	161

<b>Capitolo 6. Simulazioni energetiche in Trnsys in regime dinamico.....</b>	<b>169</b>
6.1 Sistema Radiante .....	172
6.2 UTA .....	176

<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>179</b>
--------------------------	------------

## **BIBLIOGRAFIA**



# Introduzione

Una ben nota priorità, considerata sia a livello scientifico che legislativo, è la necessaria riduzione del consumo di energia e delle correlate emissioni inquinanti degli edifici per mirare ad obiettivi ispirati alla tutela della qualità della vita quotidiana, alla tutela del territorio e del paesaggio e allo sviluppo di un'economia sostenibile.

Il risparmio energetico rappresenta una tematica sempre più rilevante e attuale considerando le odierne esigenze normative e la sempre crescente volontà e necessità di salvaguardare l'ambiente, senza contare la presente situazione economica. Il settore civile (residenziale e terziario) rappresenta circa il 20% del consumo energetico nazionale; la maggior parte di questo consumo è dovuto ad edifici scarsamente isolati e non progettati per sfruttare gli apporti gratuiti di calore, ma anche a impianti e generatori con bassissimi valori di rendimento.

Sin dalla prima crisi petrolifera del 1973 questa priorità è stata oggetto di innumerevoli sperimentazioni, che insieme agli aggiornamenti legislativi specifici, hanno modificato la configurazione dell'involucro edilizio e degli impianti di climatizzazione. Questo ha favorito lo sviluppo e la commercializzazione di un vasto repertorio di materiali edilizi e impiantistici dotati di caratteristiche e prestazioni particolarmente funzionali alla riduzione del fabbisogno energetico degli edifici. La contemporanea crescita dell'informatica ha portato anche allo sviluppo di programmi sempre più sofisticati per l'analisi e la modellazione delle prestazioni ambientali ed energetiche degli edifici.

All'interno dell'Unione Europea gli edifici consumano il 40% di energia totale e l'Italia risulta essere il sedicesimo paese al mondo per emissione di CO<sub>2</sub> derivante da fonte fossile secondo la classifica stilata dal Carbon Dioxide Information Analysis Center (CDIAC) nel 2010. Di conseguenza risulta evidente come questo contesto necessiti di analisi approfondite sulla costruzione e organizzazione degli edifici in modo da poterli rendere meno energivori, riducendo le emissioni di CO<sub>2</sub> e i costi che gli utenti finali devono sostenere durante la vita utile dell'immobile.

Tutto questo dovrebbe consentire una rapida e generalizzata riqualificazione energetica ed ambientale, sia per quanto riguarda la nuova costruzione sia per il recupero dell'esistente, anche in considerazione dell'impegno "20-20-20" assunto a livello europeo dal nostro Paese. L'ampissima varietà e la specializzazione delle soluzioni disponibili, sia edilizie che impiantistiche, creano difficoltà di orientamento ai progettisti che devono porre attenzione

all'ottimizzazione delle funzioni, delle caratteristiche e delle prestazioni dei componenti di maggior rilievo strategico ai fini del risparmio energetico e dell'impatto ambientale.

Questo elaborato consiste in uno studio del sistema edificio-impianto a bassissimo consumo energetico.

Per raggiungere tale obiettivo, in primis, sono state eseguite delle analisi termo-energetiche in regime stazionario, utilizzando il programma di simulazione Trnsys, su un impianto a pannelli radianti e su un impianto a tutt'aria installati in un edificio altamente coibentato. Da questa parte dell'elaborato si vuole studiare, per entrambi i sistemi: l'inerzia, la velocità di risposta, il contributo dato dai carichi interni e la reazione alla ventilazione meccanica controllata con recuperatore di calore, al variare di temperature e portate di immissione.

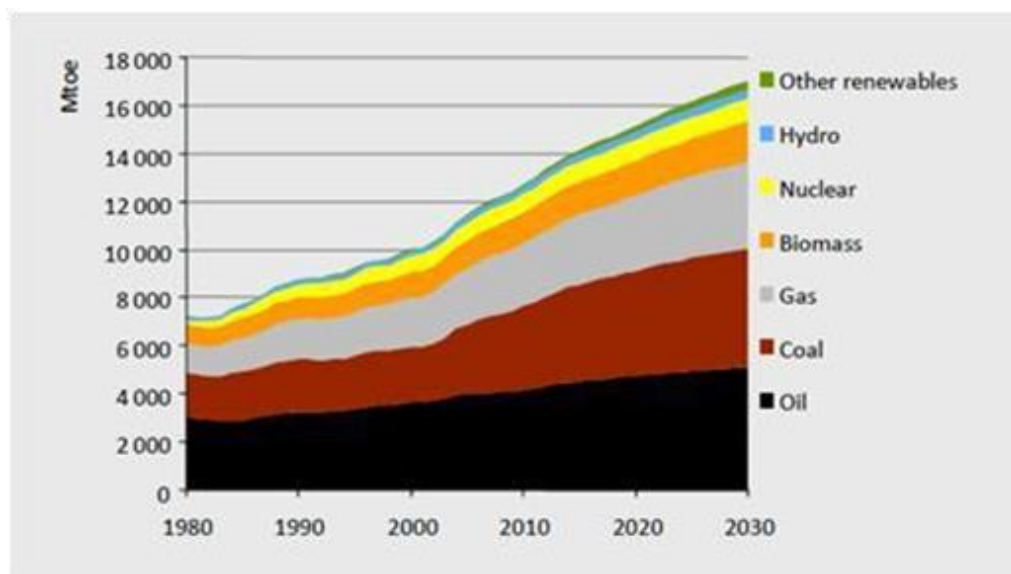
Nella parte finale della tesi vengono invece impostate delle simulazioni in regime dinamico, sull'intero anno solare, per trovare eventuale conferma dei risultati ottenuti attraverso le analisi fatte in regime stazionario.

# Capitolo 1

## L'efficienza energetica nell'edilizia residenziale

### 1.1 Efficienza Energetica

Per capire in che ambito si inserisce l'efficienza energetica è necessario parlare per prima cosa dell'importanza sempre maggiore che ha acquisito negli ultimi anni il tema della sostenibilità. Larga parte della difficile compatibilità economica con l'ambiente è data da come si produce il benessere. Crescita e benessere non prescindono dall'utilizzo di energia: nel periodo della rivoluzione industriale, nel periodo della diffusione dell'energia elettrica e creazione della rete, nel periodo della rivoluzione informatica. La crescita di popolazione soprattutto negli ultimi anni è stata altissima, da 2 miliardi e mezzo negli anni '50 a 7 miliardi, così come quella del prodotto interno lordo che è aumentato di 10 volte negli ultimi 60 anni. Di conseguenza si è verificata anche una crescita inarrestabile dei consumi di energia primaria.



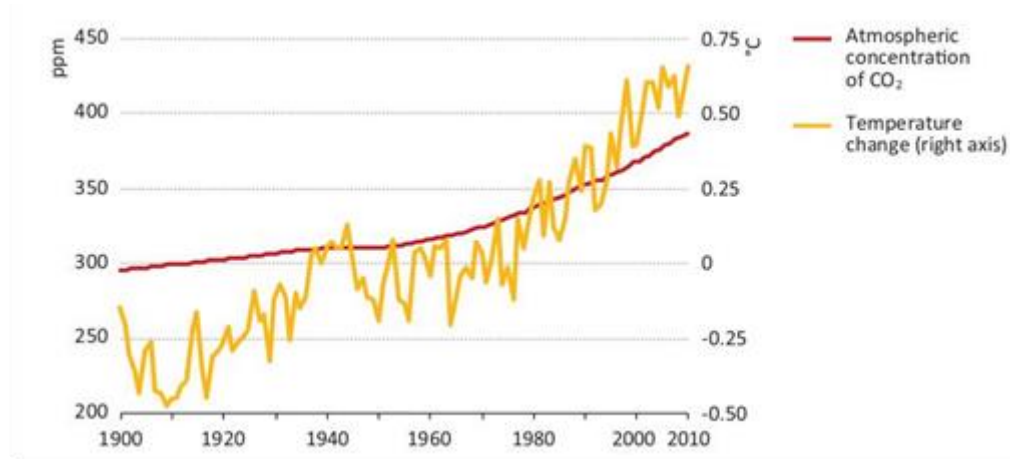
**Figura 1.1** - Aumento consumo energia primaria (Mtoe) 1980-2030 [IEA: World Energy Outlook 2008]

In particolare anche l'uso dei combustibili fossili ha subito una forte accelerata, aumentando di 5 volte dal 1950 ed essi continueranno a pesare per il 77% sull'incremento complessivo nella domanda di energia tra il 2009 e il 2030, secondo le stime dell'IEA (International Energy Agency). Tra le varie fonti fossili, il carbone farà registrare il più importante aumento della domanda di energia nel periodo di previsione considerato, seguito da gas naturale e dal petrolio, come si desume dalla Figura 1.1.

Tutto questo andrà ad aumentare la dipendenza energetica dei Paesi europei nei confronti dei Paesi produttori (circa il 55% dell'energia primaria in Europa viene attualmente importata e questa percentuale potrebbe salire fino al 58% entro il 2030). Inoltre, essendo in crescita la domanda di petrolio e gas da parte dei paesi emergenti, quelli europei incontreranno maggiori difficoltà ad approvvigionarsi a condizioni vantaggiose, in quanto la capacità produttiva di queste materie prime non subirà la medesima crescita. Infatti l'IEA calcola, ad esempio, che entro il 2035 circa il 5% della produzione convenzionale di petrolio greggio dovrà provenire da giacimenti ancora da esplorare o da scoprire. Infine, le più importanti riserve di combustibili fossili attuali a livello globale sono spesso situate in Regioni geo-politicamente instabili e sono sotto il controllo di aziende a partecipazione pubblica che non sempre sottostanno alle comuni regole di mercato.

L'Italia risulta essere ancora più esposta ai rischi determinati dalla dipendenza energetica, essendo dipendente dall'estero per oltre l'85% del suo fabbisogno di energia primaria. Questa percentuale sembra destinata a crescere così come di conseguenza i costi di approvvigionamento, che a loro volta si scaricano sul prezzo dell'energia per l'utilizzatore finale.

Tutti questi motivi sottolineano l'importanza del tema della sostenibilità e dell'efficienza energetica a livello mondiale, ma il problema non è solo energetico è anche di tipo climatico. L'aumento dell'utilizzo di combustibili fossili ha infatti provocato un forte impatto delle emissioni sull'ambiente e il clima (anche se qualcuno sostiene ancora che il clima non cambi a causa di esse ma a causa di cambiamenti ciclici naturali). Il clima della Terra è quindi destinato a cambiare perché le attività umane stanno alterando la composizione chimica dell'atmosfera. L'aumento della temperatura e della concentrazione di CO<sub>2</sub> è evidenziato dalla Figura 1.2.



**Figura 1.2** - Variazione di temperatura e della concentrazione di CO<sub>2</sub> nell'atmosfera (ppm) [NOAA: Earth System Research Laboratory]

L'anidride carbonica costituisce l'8 % delle emissioni ed è per questo che gli altri componenti vengono indicati in CO<sub>2</sub> equivalenti, standardizzandoli in proporzione al proprio effetto serra (ad esempio 1 tonnellata di metano è equivalente a 15 tonnellate di CO<sub>2</sub> in termini di effetto serra). La necessità di ridurre le emissioni di questi gas viene considerato un problema a livello mondiale e costituisce un argomento di discussione molto complesso.

La parola sostenibilità prese piede in ambito di una commissione intergovernativa ed “è una forma di crescita e sviluppo in grado di soddisfare obiettivi e esigenze attuali senza compromettere le capacità delle popolazioni future di soddisfare le proprie esigenze”.

L'efficienza misura il rapporto tra la quantità di energia necessaria all'edificio e la quantità di energia fornita al sistema tecnologico/impiantistico. L'intervento di miglioramento energetico, si avvale della diagnosi energetica dell'edificio e del contesto e consiste nel migliorare i rendimenti del sistema impiantistico, in particolare dei sistemi per la generazione di energia, la distribuzione e i terminali impiantistici. In ultimo, una volta ridotto il fabbisogno energetico e utilizzate le migliori tecnologie, si può scegliere di integrare o sostituire il sistema impiantistico con soluzioni da fonti energetiche rinnovabili o assimilate.

La semplice applicazione di fonti energetiche rinnovabili su un edificio non costituisce un progetto energetico e non consegue gli obiettivi di sostenibilità che l'intervento si prefigge.

Il progetto energetico riunisce e coordina diversi aspetti:

- la progettazione architettonica, la conoscenza delle caratteristiche climatiche del luogo e delle tipologie edilizie, del contesto urbano, delle caratteristiche costruttive dell'edificio e l'inquadramento nel contesto urbano;
- la progettazione del sistema tecnologico e costruttivo: dettagli costruttivi, sistemi a secco e ad umido, interventi di ristrutturazione, non che il quadro legislativo in cui operare e l'uso di sistemi passivi;
- la progettazione termotecnica degli impianti di climatizzazione da fonti energetiche rinnovabili o assimilate, e dei sistemi di gestione e controllo.

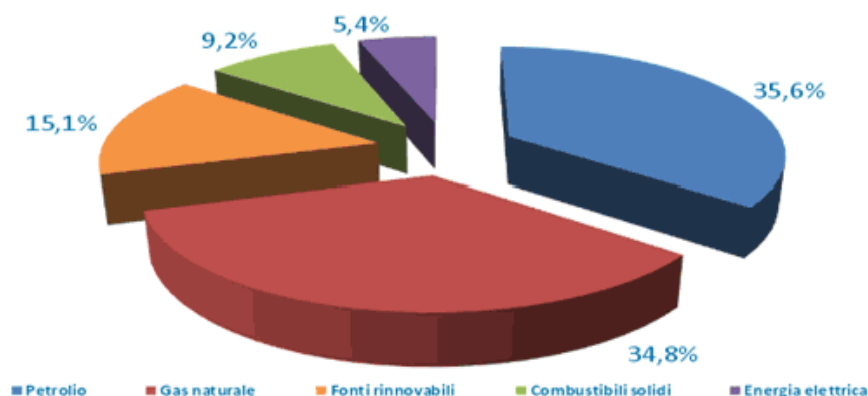
## 1.2 Consumi nell'edilizia residenziale

L'unione Europea, in seguito a diversi studi, ha dimostrato che l'efficienza energetica dei nostri edifici è molto bassa, considerando che, rispetto all'energia consumata totale, quasi il 40% viene proprio dalle costruzioni in cui abitiamo.

Il settore usi civili assorbe il 39,1% dell'energia destinata agli impieghi finali, in crescita annualmente.

Il secondo settore per importanza è il settore trasporti con una quota del 29,9%, seguito dal settore industria, la cui quota risulta del 22,3%.

L'energia finale rimanente è utilizzata dal settore agricoltura (2,2%), nei bunkeraggi (scorte di carburante per il trasporto marittimo internazionale: 1,9%) e negli usi non energetici (4,7%), in particolare nel petrolchimico, vedi Figura 1.3

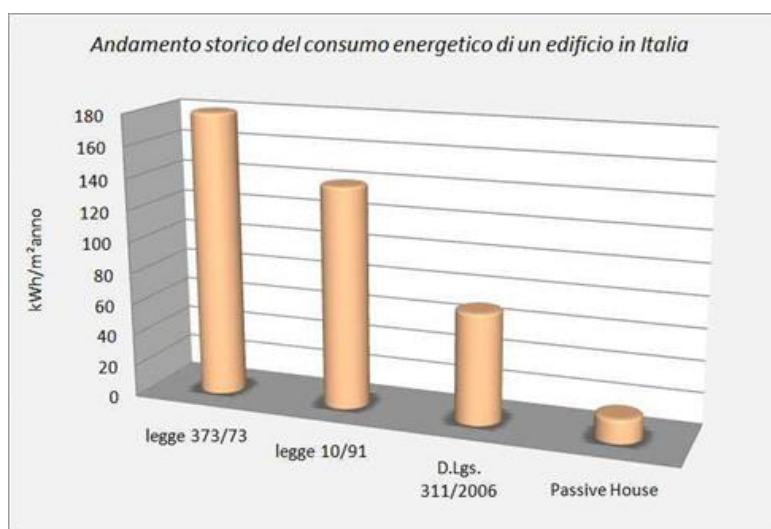


**Figura 1.3** - Impieghi energia per settore [ENEA su dati Ministero dello Sviluppo Economico]

In Italia sono esistenti circa 13 milioni di edifici, (di cui circa 32 milioni di unità abitative) di questi circa 11 milioni sono anteriori alla legge 373/73 il restante è stato costruito con

criteri di efficienza energetica, di queste, solo il 5-7% è stata costruita in classe energetica almeno C. Il problema energetico rimane, almeno nel nostro paese, comprensibilmente legato all'edilizia antecedente a questa legge, e quindi agli anni '70.

In Italia, un edificio costruito prima della legge 373/76 consumava, per il riscaldamento, oltre 180 kWh/m<sup>2</sup>anno; con l'introduzione della legge 10/91 si è passati a circa 140 kWh/m<sup>2</sup>anno, e poi attualmente con il D.Lgs. 311/2006 si è arrivati attorno ai 70 kWh/m<sup>2</sup>anno, come mostra la Figura 1.4.



**Figura 1.4** - Andamento storico del consumo energetico di un edificio in Italia [Ministero Sviluppo Economico]

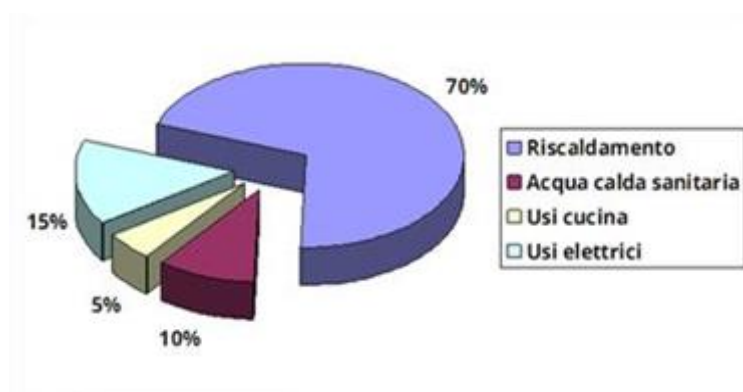
L'energia consumata nell'edilizia residenziale per riscaldare gli ambienti e per l'acqua calda sanitaria rappresenta circa il 40% dei consumi energetici nazionali, e rappresenta circa il 25% delle emissioni totali nazionali di anidride carbonica, una delle cause principali dell'effetto serra e del conseguente innalzamento della temperatura del globo terrestre.

Nel secondo rapporto sui condomini del 2006 era emerso il notevole impatto economico del riscaldamento sulla vita dei condomini. I risultati del sondaggio su quasi 200 amministratori e l'analisi dei bilanci di oltre 50 condomini indicavano che le spese sostenute per il riscaldamento degli stabili risultavano essere la prima voce di spesa con un'incidenza del 26,8% sul totale delle spese pari a circa 4,0 miliardi di euro.

Secondo uno studio effettuato da Energy Efficiency Report del Politecnico di Milano, l'Italia è risultata il primo stato in Europa per il quantitativo di emissioni di anidride

carbonica immesse nell'atmosfera relative ad usi energetici del comparto civile, corrispondente al settore terziario e residenziale.

Inoltre, sempre all'interno dello stesso settore, risulta essere tra i primi stati ad avere un consumo elevato di energia primaria. Lo scenario sopra riportato fornisce l'andamento dell'incremento dei consumi di energia primaria nell'edilizia residenziale e terziaria. Si riscontra che è previsto un aumento dei consumi corrispondente al 50% entro il 2020. Si può stimare un incremento annuo del 1-1,5%, imputabile alla crescente diffusione di impianti di riscaldamento e di raffrescamento, e all'utilizzo di elettrodomestici e di impianti o apparecchiature elettriche ed elettroniche. Dall'anno 2015 si può appurare un incremento dei consumi, rispetto all'anno di partenza nel 1980, del 40%. Osservando invece, il grafico sotto riportato, si nota come si suddividono i consumi energetici per gli usi finali in un edificio ad uso abitativo:



**Figura 1.5** - Consumo energia uso abitativo civile [elaborazione ENEA su dati INSTAT]

Il 70%, che rappresenta la percentuale maggiore, è relativo al consumo di energia per il riscaldamento degli ambienti, mentre il 10% è relativo al consumo di energia per la produzione di acqua calda sanitaria. Complessivamente è corretto dire che l'80% del consumo di energia primaria è da attribuire al funzionamento di dispositivi, in gran parte caldaie tradizionali, per la produzione di acqua calda da utilizzare nel riscaldamento e nei sanitari, vedi Figura 1.5.

In Italia, il fabbisogno energetico medio di un edificio convenzionale è stimato pari a 100 kWh/m<sup>2</sup> anno, e per un edificio di vecchia costruzione, ovvero antecedente al D.lgs. 373/76 relativo ad accorgimenti in ambito dell'efficienza energetica, è pari a 150 kWh/m<sup>2</sup> anno. In Europa la media del fabbisogno energetico di un edificio a basso consumo si attesta per valori compresi tra i 25 e 60 kWh/m<sup>2</sup> anno. Si nota quindi che i nostri edifici



hanno consumi nettamente superiori agli standard europei, comportando utilizzi eccessivi di combustibili e con aumento delle emissioni in atmosfera. La situazione esaminata nasce dalla presenza di molti edifici realizzati prima che si introducessero e si adottassero con misura le direttive relative l'efficienza energetica, e perché questo tema ha ottenuto recentemente le adeguate attenzioni.

Avviare interventi di risparmio energetico porta a:

- ridurre le spese di riscaldamento durante il periodo invernale e condizionamento nel periodo estivo;
- ottimizzare il livello di comfort all'interno dell'appartamento, e di conseguenza il benessere di chi vi abita;
- ridurre sensibilmente i consumi di combustibile da fonti fossili e non rinnovabili;
- contribuire alla riduzione dell'inquinamento dell'intero pianeta;
- investire in modo produttivo ed intelligente i risparmi.

Intervenendo con azioni mirate, le nostre spese di riscaldamento e condizionamento diminuiranno sensibilmente. Una buona parte dell'energia utilizzata in una stagione per riscaldare a 20°C e condizionare a 26 ° C un edificio, viene dispersa una parte dall'impianto e una parte dalle strutture (tetto, muri, finestre). Sul consumo totale di combustibile consumato per riscaldare un edificio, si può risparmiare anche dal 20% al 50% fin dal 1° anno, con benefici notevoli sulla bolletta energetica. Per fare ciò dobbiamo:

- ridurre le dispersioni di calore in inverno isolando opportunamente le pareti perimetrali della casa, i solai e la copertura verso gli ambienti non riscaldati o esterni;
- sostituire gli infissi con elementi a bassa trasmittanza termica;
- sfruttare al meglio l'energia utilizzata, regolando bene l'impianto di riscaldamento e condizionamento, e in casi estremi sostituendolo.

Tutto questo significa spendere del denaro ma questo investimento, a sua volta, porta ad un risparmio immediato sulle bollette.

### 1.3 L'evoluzione del regolamento normativo

L'efficienza energetica degli edifici è oggi un tema caldo per diverse ragioni: politiche, economiche e ambientali.

In questi anni l'Europa ha intrapreso una serie di iniziative con lo scopo di ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub> e diminuire contestualmente la dipendenza da fonti energetiche primarie non rinnovabili extra UE, spingendo soprattutto su un quadro normativo finalizzato al miglioramento delle prestazioni energetiche degli edifici

L'iter normativo parte nel 2002 con la Direttiva 91/2002/CE sull'efficienza energetica con la quale la comunità europea detta le linee guida per l'efficientamento energetico degli edifici indicando:

- requisiti minimi per gli edifici di nuova costruzione, per gli edifici sottoposti a ristrutturazione e per quelli sottoposti a riqualificazione energetica;
- l'obbligo di Certificazione Energetica;
- disciplinare l'ispezione degli impianti di climatizzazione;
- il quadro normativo di riferimento per il calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici.

La direttiva si dimostra subito inadeguata a rispondere ai cambiamenti tecnologici che, nel corso degli anni a seguire, hanno trasformato i nostri edifici da entità passive in entità attive, cioè capaci di produrre *on-site* una quota, anche rilevante, del proprio fabbisogno energetico, grazie all'avvento degli impianti a Fonti Energetiche Rinnovabili (FER).

Appare evidente come sia necessario un recast della Direttiva 91/2002/CE, che avviene con la successiva Direttiva 2010/31/UE (EPBD recast). Oltre a richiamare i concetti chiave definiti nella direttiva precedente, la 2010/31/UE introduce una serie di nuove definizioni e prescrizioni proprio per far fronte ai cambiamenti tecnologici quali gli nZEB (near Zero Energy Building), ovvero Edifici a Energia quasi Zero: tutti gli edifici di nuova costruzione o sottoposti a ristrutturazione importante dovranno, dal 2021, essere a energia quasi zero, cioè con bassissimo consumo di energia da fonti primarie non rinnovabili. In pratica si dovranno progettare edifici che:

- amplifichino l'uso delle fonti energetiche rinnovabili;
- abbiano elevatissime prestazioni, sia dal punto di vista dell'involucro, sia dal punto di vista degli impianti.

In Italia la Direttiva 2010/31/UE viene recepita dalla Legge 90/2013 e attuata attraverso i Decreti interministeriali 26/06/2015.

Dal 1° ottobre 2015, tranne in qualche caso regionale, cambia radicalmente il modo fare efficienza energetica.

Le principali novità introdotte nel nostro sistema legislativo sono concetti come:

- edificio a energia quasi zero: edificio con bassissimo consumo di energia primaria non rinnovabile;
- edificio di riferimento: edificio identico in termini di geometria (sagoma, volumi, superficie calpestabile, superfici degli elementi costruttivi e dei componenti), orientamento, ubicazione territoriale, destinazione d'uso e situazione al contorno e avente caratteristiche termiche e parametri energetici predeterminati conformemente ai valori riportati in appendice del decreto stesso;
- ristrutturazioni importanti di 1° e di 2° livello, rispetto ai quali cambiano le verifiche richieste e i requisiti da rispettare a norma di legge;
- l'introduzione di nuovi requisiti da rispettare, come il coefficiente di trasmissione globale  $H_t$ ;
- modello di riferimento dell'ape identico su base nazionale, tranne con qualche rara eccezione, ma con l'obbligo, da parte delle regioni che non lo hanno ancora recepito, di farlo entro 2 anni dall'entrata in vigore dei decreti;
- introduzione del SIAPE, cioè di un catasto energetico nazionale che sarà presto reso disponibile da ENEA.

L'edificio di riferimento rappresenta comunque la principale novità in quanto modifica in maniera sostanziale l'approccio alle verifiche energetiche e alla classificazione dell'edificio.

Sarà lo strumento di confronto non solo per le verifiche dei requisiti minimi in caso di nuovo edificio o di ristrutturazione importante di 1° livello, ma rappresenta anche il target da rispettare (con le dovute modifiche in termini di configurazione) per la classificazione energetica degli edifici. L'edificio di riferimento standard infatti fornirà il limite  $EP_{gl,nr,rif(2019/2021)}$  con cui si determinerà l'ampiezza dei gradini della scala energetica, caso per caso.

È evidente come la nuova normativa dia una spinta non indifferente verso la costruzione o il rifacimento di edifici ad elevata prestazione energetica, con involucri sempre più

isolati per via dell'obbligo di riferirsi a valori di trasmittanze delle superfici opache e trasparenti molto più stringenti rispetto ai valori precedenti nonché con impianti sempre più efficienti anche grazie all'uso dei generatori a fonte rinnovabile.

Tuttavia, non c'è solo la certificazione energetica a tenere banco. Ad accompagnare le direttive EPBD la legislazione ha previsto altre direttive con l'intento di intervenire nella materia con un raggio d'azione più ampio possibile e che riguardi tutto il mondo dell'efficienza energetica.

La Direttiva 2009/28/CE "Promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili" attuata in Italia mediante il D.lgs n. 28/2011 impone l'uso di queste ultime al fine di raggiungere quei livelli minimi di utilizzo delle energie rinnovabili fissati dalla comunità europea per il 2020. La direttiva entra a pieno titolo nell'efficienza energetica degli edifici in quanto impone, con percentuali via via crescenti, l'uso delle energie rinnovabili negli edifici di nuova costruzione o sottoposti a ristrutturazione rilevante. In particolare, negli interventi precedentemente descritti è fatto obbligo di installare impianti che garantiscano contemporaneamente:

- la copertura del 50% dei consumi di ACS da fonti rinnovabili;
- la copertura mediante fonti rinnovabili dei consumi annuali globali per riscaldamento, ACS e raffrescamento con le seguenti percentuali:
  - 20% quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
  - 35% quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
  - 50% quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2017.

È inoltre fatto obbligo, per i nuovi edifici e per gli edifici sottoposti a ristrutturazione rilevante, di installare impianti a FER con una potenza  $P$  pari a  $P = (1/K) * S$  che producano energia elettrica, dove  $S$  è la superficie in pianta dell'edificio al livello del terreno, mentre  $K$  è un coefficiente che assume i seguenti valori:

- $K=80$  quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- $K=65$  quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;

- K=50 quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2017.

Il D.lgs n.28/2011 viene richiamato dai recenti decreti interministeriali 26/06/2015 e si applica in caso di nuovo edificio e di edificio sottoposto a ristrutturazione importante di 1° livello. Esso inoltre viene richiamato nella definizione di Edificio ad Energia quasi Zero.

Infine, anche la Direttiva 2012/27/UE “Efficienza energetica” attuata in Italia mediante il D.lgs 4 luglio 2014, n.102, definisce una serie di misure per il raggiungimento del 20% di miglioramento dell'efficienza energetica entro il 2020 in tutta l'UE. Tra questi elenchiamo:

- La diagnosi energetica definendola come “una procedura sistematica finalizzata a ottenere un'adeguata conoscenza del profilo di consumo energetico di un edificio o gruppo di edifici, di una attività o impianto industriale o commerciale o di servizi pubblici o privati, a individuare e quantificare le opportunità di risparmio energetico sotto il profilo costi-benefici e a riferire in merito ai risultati”.  
In particolare il decreto prevede che le grandi imprese energivore eseguano una diagnosi entro il 5 dicembre 2015 e successivamente ogni 4 anni. I risultati delle diagnosi sono poi comunicate ad ENEA e ISPRA che ne cura la conservazione;
- L'obbligo di effettuare interventi di efficientamento energetico sugli immobili della pubblica amministrazione capaci di coprire almeno il 3% annuo della superficie utile climatizzata;
- L'obbligo, entro il 31 dicembre 2016, di installare, in tutti gli edifici dotati di impianti centralizzati, sistemi di contabilizzazione del calore e di fatturazione dei consumi energetici, oltre all'installazione di sistemi di termoregolazione, strumento assai utile per contenere i consumi e migliorare, al contempo, l'uso energetico. Un sistema di contabilizzazione senza regolazione risulta infatti inutile in quanto non dà la possibilità, agli utenti finali, di decidere del proprio consumo, ma analogamente, un sistema di regolazione privo di contabilizzazione risulta poco utile in quanto, non potendo misurare il reale consumo, l'utente finale si trova ad essere poco incentivato ad utilizzarla.

In conclusione l'efficienza energetica rappresenta una tematica di centrale importanza nella vita economica e sociale di tutti i cittadini. La cultura del risparmio e dell'utilizzo efficiente dell'energia è oggi un tema di assoluta attualità e che rappresenta, al contempo, un canale di business ampio per tecnici e operatori del settore.

## 1.4 Bonus risparmio energetico 2018

Il bonus risparmio energetico 2018, chiamato anche Ecobonus 2018 o bonus riqualificazione energetica, è un'importante agevolazione che consente ai contribuenti di beneficiare di un consistente sconto Irpef sulle spese sostenute per migliorare l'efficientamento energetico della propria casa o del condominio.

Attualmente la detrazione sul risparmio energetico è a pari al 65% ma questa potrebbe essere sostituita con altre e diverse percentuali di detrazione fiscale con l'entrata in vigore della nuova Legge di Bilancio 2018.

Nel testo della nuova legge di Stabilità 2018 ristrutturazioni, saranno introdotte, infatti, tantissime novità dal 2018 a partire proprio dal bonus risparmio energetico.

- Bonus ristrutturazione 2018, ci sarà la proroga della detrazione pari al 50% delle spese effettuate per un massimo di 96.000 euro. Si tratta quindi di ristrutturazioni semplici di singole case o del condominio, la cui proroga potrebbe essere pluriennale con la nuova legge di bilancio;
- Bonus mobili ed elettrodomestici 2018: proroga dell'incentivo fino al 31 dicembre 2018;
- Bonus risparmio energetico 2018: confermata la proroga Ecobonus 2018 con nuove detrazioni fiscali, oltre a quella 65% attualmente spettante per chi effettua interventi di efficienza energetica. Tali detrazioni, sono state rimodulate sulla base dei risultati raggiunti in termini di efficientamento energetico della casa, infatti dal 2018, cambia la detrazione Ecobonus caldaie 2018.
- Detrazione 50% Iva pagata per acquistare casa di classe A o B dal costruttore: non riconfermata.
- Sismabonus 2018: le novità sono:
  - detrazione 100% per le spese di diagnosi sismica degli edifici;
  - Ecobonus e sismabonus insieme per permettere ai condomini di aprire un solo cantiere;

- Cedolare secca 2018 mantenimento dell'attuale agevolazione sugli affitti a canone concordato con aliquota al 10% nel 2018 e 2019.

Il bonus risparmio energetico è un'agevolazione che consente di beneficiare di una detrazione fiscale dall'Irpef o dall'Ires sulle spese sostenute per aumentare il livello di efficienza energetica della casa o delle parti comuni del condominio.

Nello specifico, è possibile fruire del bonus risparmio energetico, chiamato anche Ecobonus o bonus riqualificazione energetica, solo quando si effettuano lavori che mirano a:

- a) riduzione del fabbisogno energetico per il riscaldamento;
- b) miglioramento termico dell'edificio mediante coibentazioni, sostituzione di pavimenti, finestre, infissi;
- c) installazione di pannelli solari.
- d) sostituzione degli impianti di climatizzazione invernale.

Per le spese effettuate tra il 1° dicembre 2015 ed il 31 dicembre 2018, la spesa massima su cui applicare la detrazione del bonus risparmio energetico è pari a:

- 60.000 euro se si tratta di schermature solari indicate nell'allegato M del decreto legislativo n. 311/2006;
- 30.000 euro se si tratta di impianti di climatizzazione invernale dotati di generatori di calore alimentati da biomasse combustibili.

Per le spese effettuate tra il 1° gennaio 2016 e il 31 dicembre 2018, è stata estesa la detrazione 65% anche per l'acquisto, installazione e la messa in opera di dispositivi multimediali per il controllo a distanza degli impianti di riscaldamento, produzione di acqua calda o climatizzazione delle unità abitative, finalizzati ad aumentare la consapevolezza dei consumi energetici da parte degli utenti e a garantire un funzionamento più efficiente degli impianti.

Dal 1° gennaio 2018:

- detrazione 50% per all'acquisto e posa in opera di finestre comprensive di infissi, di schermature solari e di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con impianti dotati di caldaie a condensazione con efficienza almeno pari alla classe A di prodotto e per l'acquisto e la posa in opera di impianti di climatizzazione invernale con impianti dotati di generatori di calore alimentati

da biomasse combustibili, fino a un valore massimo della detrazione di 30mila euro.

- detrazione 65% per gli interventi di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale: con impianti dotati di caldaie a condensazione di efficienza almeno pari alla classe A di prodotto e contestuale installazione di sistemi di termoregolazione evoluti, appartenenti alle classi V, VI oppure VIII; con impianti dotati di apparecchi ibridi, costituiti da pompa di calore integrata con caldaia a condensazione, assemblati in fabbrica ed espressamente concepiti dal fabbricante per funzionare in abbinamento tra loro; con generatori d'aria calda a condensazione.
- nuova spesa agevolabile 2018: acquisto e posa in opera di micro-cogeneratori in sostituzione di impianti esistenti, fino a un valore massimo della detrazione di 100mila euro, a condizione che gli interventi producano un risparmio di energia primaria pari almeno al 20%.



# Capitolo 2

## Sistemi di climatizzazione

### 2.1 Pannelli radianti

Risale a più di duemila anni fa l'idea di utilizzare i pavimenti come terminali per cedere calore: sistemi di riscaldamento che si ispirano a tale idea furono realizzati da Cinesi, Egiziani e Romani. Il sistema adottato dai Cinesi e dagli Egiziani era alquanto semplice. Consisteva nel realizzare un focolare interrato e nel far passare i suoi fumi sotto il pavimento del locale da riscaldare: era in pratica un riscaldamento monolocale.

I Romani, invece, utilizzavano sistemi molto più complessi ed evoluti. Con i fumi di un solo focolare esterno, essi riuscivano a riscaldare più locali e anche più edifici, realizzando così i primi impianti di tipo centralizzato.

È solo agli inizi di questo secolo, però, che il riscaldamento a pavimento appare nella sua configurazione attuale. Ed è un Inglese, il professor Baker, il primo a coprire tale tipo di impianto con un brevetto dal titolo *“Sistema per riscaldare i locali con acqua calda convogliata in tubi sotto pavimento”*. A Londra, nel 1909, la Crittal Co. acquista i diritti del brevetto e col nuovo sistema realizza il riscaldamento del palazzo Royal River.

Per assistere ad una significativa diffusione degli impianti a pannelli, bisogna comunque attendere il periodo delle grandi ricostruzioni del secondo dopoguerra.

Nei primi anni del secondo dopoguerra, due sono i principali motivi che portano al diffondersi del riscaldamento a pannelli: la costante carenza di corpi scaldanti e la facilità d'inserimento dei pannelli nelle solette prefabbricate.

La tecnica adottata è quella di annegare nei pavimenti, senza strati sottostanti di materiale isolante, tubi in acciaio da 1/2” o da 3/4”.

Ben presto però si deve constatare che gli impianti realizzati causano numerosi disturbi fisiologici, quali ad esempio cattiva circolazione, innalzamento della pressione arteriosa, mal di testa, eccessiva sudorazione. Simili disturbi sono così gravi e documentati che alcuni paesi europei istituiscono apposite Commissioni per individuarne le cause.

I risultati delle varie Commissioni d'inchiesta concordano nel sostenere che, negli impianti realizzati, le condizioni di malessere fisiologico sono da addebitarsi ai valori troppo elevati di due grandezze:

- 1) la temperatura superficiale del pavimento
- 2) l'inerzia termica delle solette.

In particolare si dimostra che, per evitare sensazioni di malessere, la temperatura superficiale del pavimento non deve superare i  $28\div 29^{\circ}\text{C}$ . Al contrario, negli impianti esaminati, si raggiungevano temperature molto più elevate, spesso superiori anche a  $40^{\circ}\text{C}$ . Di seguito si riporta una tabella riassuntiva, vedi Figura 2.1:

Temperatura ambiente con $\varphi_A = 50\%$	Sensazione	Comfort	Fisiologia
<b>40,5 °C</b>	<b>insopportabile</b>	<b>insopportabile</b>	<b>Riscaldamento rapido corpo e cessazione della regolazione della temperatura</b>
<b>40,5 – 38 °C</b>	<b>molto caldo</b>	<b>non confortevole</b>	<b>Aumento della tensione causata dalla sudorazione e dalla circolazione</b>
<b>38 – 35 °C</b>	<b>caldo</b>	<b>non confortevole</b>	<b>Aumento della tensione causata dalla sudorazione e dalla circolazione</b>
<b>35 – 30,5 °C</b>	<b>tiepido</b>	<b>leggermente non confortevole</b>	<b>Regolazione normale mediante sudorazione e variazione vascolare</b>
<b>30,5 – 27 °C</b>	<b>leggermente tiepido</b>	<b>leggermente non confortevole</b>	<b>Regolazione normale mediante sudorazione e variazione vascolare</b>
<b>27 – 23 °C</b>	<b>neutralità</b>	<b>confortevole</b>	<b>Zona della regolazione vasomotoria</b>
<b>23 – 20 °C</b>	<b>leggermente fresco</b>	<b>confortevole</b>	<b>Zona della regolazione vasomotoria</b>
<b>20 – 15,5 °C</b>	<b>fresco</b>	<b>leggermente non confortevole</b>	<b>Aumento dello scambio sensibile di calore</b>
<b>15,5 – 12 °C</b>	<b>freddo</b>	<b>leggermente non confortevole</b>	<b>Vaso - strizione alle mani e ai piedi</b>
<b>Sotto 12 °C</b>	<b>molto freddo</b>	<b>non confortevole</b>	<b>tremito</b>

**Figura 2.1** - Sensazione di comfort al variare della temperatura

Si dimostra, inoltre, che il troppo calore accumulato nelle solette degli impianti realizzati comportava un surriscaldamento dei locali oltre livelli fisiologicamente accettabili.

Le stesse Commissioni non emettono però alcun giudizio negativo nei confronti degli impianti a pannelli. Anzi dimostrano che questi impianti, se costruiti a bassa temperatura superficiale e ad inerzia termica non troppo elevata, possono offrire un comfort termico sensibilmente superiore a quello ottenibile con gli impianti a radiatori o a convettori.

L'evento che di nuovo richiama l'attenzione su questi impianti è la crisi energetica degli anni Settanta. Sotto la spinta di tale crisi quasi tutti i paesi europei emanano leggi che impongono un buon isolamento termico degli edifici. È così possibile riscaldare i locali con minor calore e quindi (nel caso dei pannelli) con temperature a pavimento più basse. Inoltre, nella maggior parte dei casi, il livello di isolamento imposto consente di riscaldare i locali con temperature del pavimento inferiori a quelle fisiologicamente ammissibili. Temperature più basse a pavimento consentono anche di ridurre l'inerzia termica dell'impianto. Un'ulteriore riduzione dell'inerzia termica è ottenuta realizzando pavimenti “galleggianti” con isolamento termico sia sotto i pannelli, sia verso le pareti.

E sono proprio queste novità, di ordine legislativo e tecnico, che consentono infine di poter realizzare impianti a pannelli sicuramente affidabili e con elevate prestazioni termiche. Attualmente in Europa i “nuovi” impianti a pannelli sono realizzati soprattutto nei paesi nordici, dove conoscono un meritato “successo” certamente dovuto ai vantaggi (di seguito analizzati) che essi possono offrire.

### ***2.1.1 Vantaggi e svantaggi offerti dagli impianti a pannelli radianti***

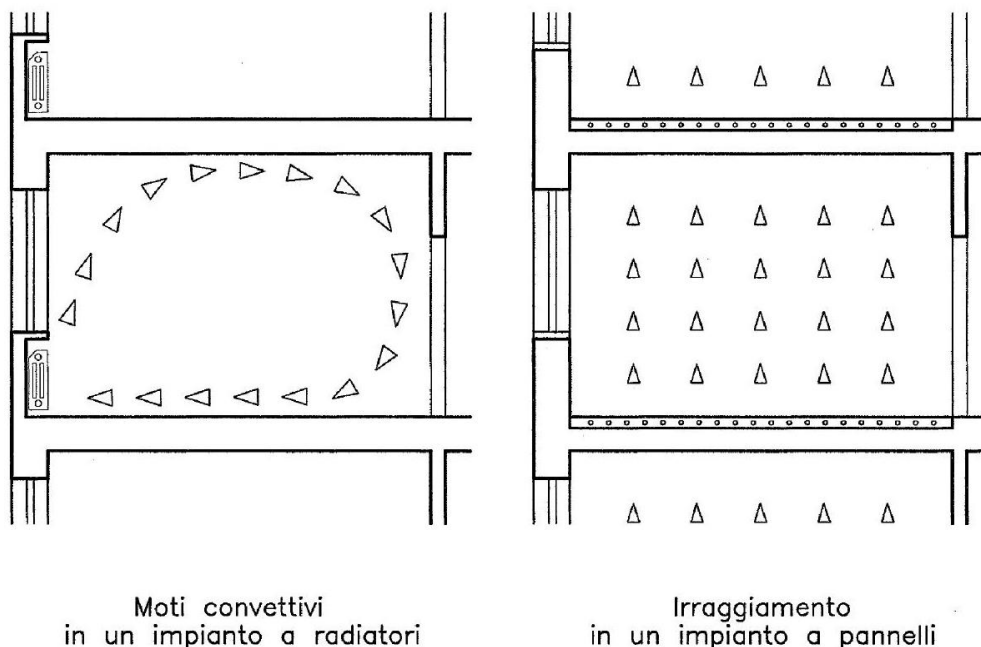
I principali vantaggi che gli impianti a pannelli possono offrire riguardano:

- a. il benessere termico
- b. la qualità dell'aria
- c. le condizioni igieniche
- d. l'impatto ambientale
- e. il calore utilizzabile a bassa temperatura
- f. il risparmio energetico

Come evidenziato dalla curva ideale riportata nella pagina successiva, per poter assicurare in un locale condizioni di *benessere termico* si devono mantenere zone leggermente più calde a pavimento e più fredde a soffitto.

Gli impianti che meglio si prestano a offrire tali condizioni sono quelli a pavimento radiante per i seguenti motivi:

- la specifica posizione (cioè a pavimento) dei pannelli;
- il fatto che essi cedono calore soprattutto per irraggiamento, evitando così il formarsi di correnti convettive d'aria calda a soffitto e fredda a pavimento.



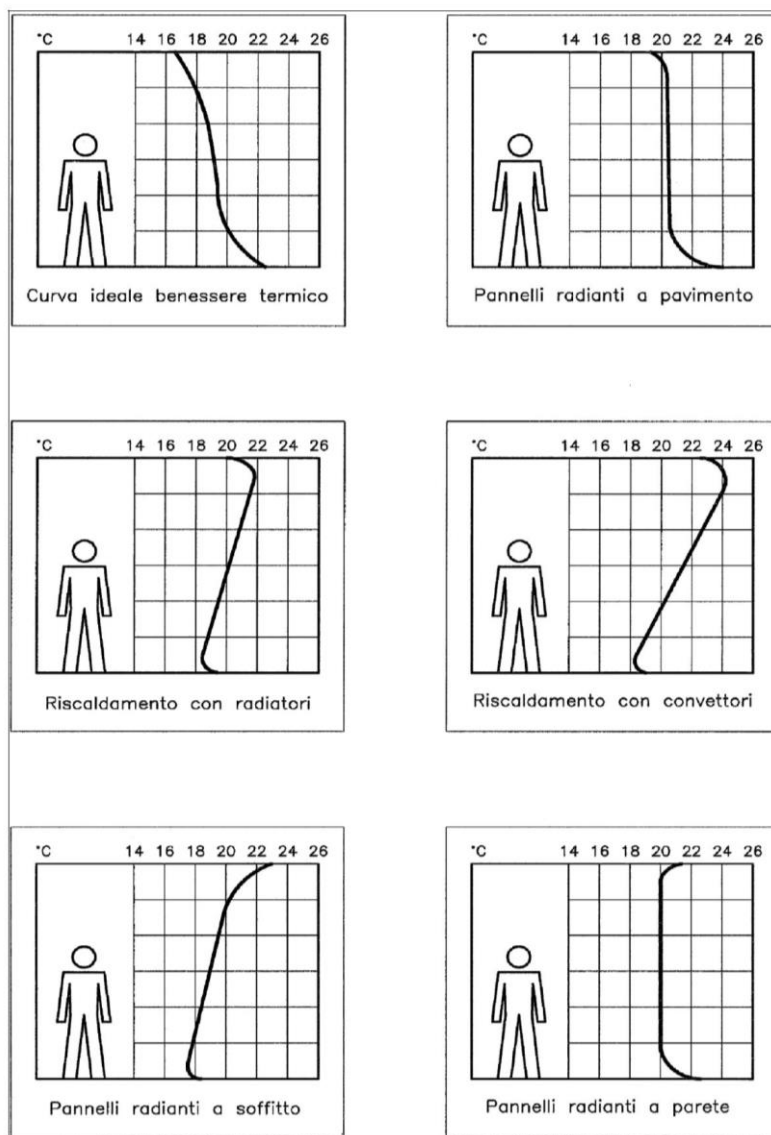
**Figura 2.2** - Andamento dei flussi nel caso di radiatori e di pannelli

Il riscaldamento a pannelli è in grado di evitare due inconvenienti tipici degli impianti a corpi scaldanti:

- la combustione del pulviscolo atmosferico, che può causare senso di arsura e irritazione alla gola;
- l'elevata circolazione di polvere, che (specie nei locali poco puliti) può esser causa di allergie e difficoltà respiratorie.

Gli impianti a pannelli esercitano un'azione positiva nel mantenimento di buone *condizioni igieniche ambientali*, come mostrano le Figure 2.2 e 2.3, in quanto evitano:

- il formarsi di zone umide a pavimento, sottraendo pertanto il loro ambiente ideale ad acari e batteri;
- l'insorgere di muffe (e della relativa fauna batterica) sulle pareti che confinano coi pavimenti caldi



**Figura 2.3** - Curve dell'andamento verticale della temperatura

Nelle costruzioni nuove e negli interventi di recupero con rifacimento dei pavimenti, gli impianti a pannelli sono gli impianti a minor impatto ambientale per tre motivi:

- non pongono vincoli di natura estetica. La non visibilità dei pannelli risulta molto importante soprattutto quando si devono climatizzare edifici di rilievo storico o architettonico, dove la presenza di corpi scaldanti può compromettere l'equilibrio delle forme originali;
- non limitano la libertà d'arredo, consentendo così il più razionale utilizzo dello spazio disponibile;
- non contribuiscono al degrado di intonaci, pavimenti in legno e serramenti.

Per merito della loro elevata *superficie disperdente*, gli impianti a pannelli possono riscaldare con basse temperature del fluido termovettore.

Questa caratteristica rende conveniente il loro uso con sorgenti di calore la cui resa (termodinamica o economica) aumenta al diminuire della temperatura richiesta, come nel caso di:

- pompe di calore;
- caldaie a condensazione;
- pannelli solari;
- sistemi di recupero del calore;
- sistemi di teleriscaldamento, con costo del calore legato (direttamente o indirettamente) alla temperatura di ritorno del fluido primario.

Rispetto ai sistemi di riscaldamento tradizionali, gli impianti a pannelli consentono apprezzabili risparmi energetici essenzialmente per due motivi:

- la maggior temperatura operante che consente (a pari temperatura ambiente) risparmi medi variabili dal 5 al 10%
- il minor gradiente termico tra pavimento e soffitto che comporta risparmi energetici tanto più elevati quanto maggiore è l'altezza dei locali.

Motivi (seppur meno importanti) di risparmio energetico possono considerarsi anche:

- l'uso di basse temperature che riduce le dispersioni lungo le tubazioni;
- il non surriscaldamento delle pareti poste dietro i radiatori;
- la mancanza di moti convettivi d'aria calda sulle superfici vetrate.

Se invece ci concentriamo sui limiti e gli svantaggi di questo tipo di sistema di climatizzazione, osserviamo che riguardano essenzialmente aspetti connessi a tre fattori:

- alla temperatura superficiale del pavimento;
- all'inerzia termica dell'impianto;
- a difficoltà d'ordine progettuale.

Per evitare condizioni di malessere fisiologico la *temperatura superficiale del pavimento* deve essere inferiore a determinati valori che consentono di determinare la potenza termica massima ( $Q_{max}$ ) cedibile da un pannello.

Se  $Q_{max}$  è inferiore alla potenza richiesta ( $Q$ ), si possono considerare due casi:

- $Q_{max}$  è inferiore a  $Q$  solo in pochi locali in questo caso si può ricorrere a corpi scaldanti di integrazione. Ad esempio si può cedere  $Q_{max}$  coi pannelli e la potenza restante con radiatori;
- $Q_{max}$  è inferiore a  $Q$  in tutti o nella maggior parte dei locali conviene adottare impianti di tipo tradizionale.

Gli impianti a pannelli sono caratterizzati dall'avere un'elevata *inerzia termica* in quanto, per cedere calore, utilizzano le strutture in cui sono annegati i pannelli stessi.

In ambienti riscaldati con una certa continuità (e con buon isolamento sotto i pannelli) l'inerzia termica di questi impianti non pone alcun problema e consente:

- un buon adeguamento dell'impianto alle condizioni climatiche esterne;
- interruzioni o rallentamenti di funzionamento, con tempi di attivazione e disattivazione dell'impianto che vanno normalmente anticipati di due ore.

Per contro in ambienti riscaldati solo per brevi periodi (ad esempio case di fine settimana) l'inerzia termica degli impianti a pannelli comporta sensibili sfasamenti tra i tempi di avviamento e quelli di effettivo utilizzo. Pertanto in questi casi conviene ricorrere ad altri sistemi di riscaldamento.

A differenza di quelli tradizionali a corpi scaldanti, gli impianti a pannelli presentano una serie di *svantaggi*:

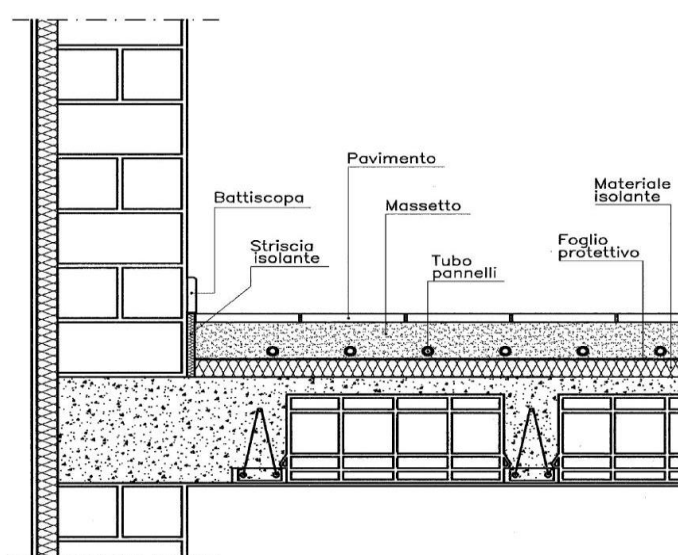
- maggior impegno per la determinazione dei parametri di progetto. Infatti oltre ai parametri necessari per determinare le dispersioni termiche dei locali, la progettazione degli impianti a pannelli richiede anche la conoscenza dettagliata di tutti gli elementi costruttivi che riguardano i pavimenti e le solette;
- calcoli più complessi e laboriosi, anche se in merito il maggior impegno può essere sensibilmente ridotto con l'uso del calcolo automatico;
- minor adattamento a varianti in corso d'opera o ad impianto ultimato, in quanto non è possibile togliere o aggiungere porzioni di pannello come invece è possibile con i radiatori.

### 2.1.2 Realizzazione degli impianti a pannelli

Sono costituite essenzialmente:

- da soletta o dal getto su terra,
- dal materiale isolante,
- dal massetto,
- dal pavimento.

Qui di seguito si riporta la Figura 2.4 che ben rappresenta la sezione di un solaio:



**Figura 2.4** - Sezione di un solaio in latero cemento con pannelli radianti integrati

Gli *isolanti* posti sotto i pannelli servono a ridurre il calore ceduto verso il basso e a limitare l'inerzia termica dell'impianto.

I materiali isolanti più utilizzati sono quelli in polistirene e in poliuretano. Talvolta si utilizzano anche calcestruzzi alleggeriti, ma il loro uso è in genere sconsigliato perché comporta elevati valori di inerzia termica.

Gli isolanti possono essere a superfici piane oppure a superfici preformate per l'ancoraggio diretto dei tubi. Gli isolanti a superfici piane sono quelli normalmente utilizzati in edilizia per coibentare i pavimenti tradizionali. Non essendo provvisti di supporti per l'ancoraggio dei tubi, essi richiedono la messa in opera di reti elettrosaldate o di appositi profilati metallici con clips di giunzione e supporti di fissaggio. I materiali isolanti a superfici piane



più comuni sono quelli in polistirene espanso ed estruso. Quest'ultimo, in particolare, nei tipi ad alta densità consente di realizzare pavimenti molto resistenti alla compressione.

Gli isolanti di tipo preformato sono invece appositamente realizzati per gli impianti a pannelli: le loro superfici presentano profili e scanalature che consentono di fissare direttamente i tubi. Questi isolanti presentano il vantaggio di rendere più veloce la messa in opera dei pannelli. Sono tuttavia poco resistenti alla compressione e pertanto non possono essere utilizzati per realizzare pavimenti sottoposti a sollecitazioni impegnative, quali ad esempio i pavimenti industriali.

Se sono previsti più materiali per la realizzazione dello strato isolante, quelli meno resistenti a compressione devono essere posti negli strati superiori. Inoltre i pannelli isolanti devono essere posti in opera a stretto contatto fra loro e (nel caso di strati multipli) con giunti sfalsati.

Per evitare il degrado in opera dei materiali isolanti, si devono prevedere due tipi di *protezione*:

- Protezione contro l'umidità del calcestruzzo: è sempre richiesta e può essere realizzata sopra l'isolante con fogli in polietilene (spessore minimo 0,15 mm), oppure con altre protezioni equivalenti;
- Protezione contro l'umidità ascendente: è richiesta solo per pavimenti a diretto contatto col terreno o con locali molto umidi. Si può realizzare sotto l'isolante con fogli in cloruro di polivinile dello spessore minimo di 0,4 mm, oppure con altre protezioni equivalenti.

Il *massetto* deve essere realizzato con un impasto fluido per evitare la formazione di piccole sacche d'aria che possono essere d'ostacolo alla regolare trasmissione del calore. Per migliorare la fluidità del getto spesso vengono utilizzati anche appositi additivi chimici.

I componenti e le proporzioni dell'impasto dipendono dalla classe di resistenza che si intende ottenere.

Lo spessore minimo del massetto sopra i tubi deve essere uguale a:

- 20 mm per massetti di rasatura, cioè massetti sopra cui si prevede di realizzare successivamente un sottofondo per la messa in opera del pavimento;
- 40 mm per massetti di finitura, cioè per massetti sopra cui si prevede di realizzare subito la posa del pavimento o di “incollarlo” successivamente.

Gli impianti a pannelli non richiedono tipi particolari di *pavimento* o tecniche sperimentali per la loro posa in opera. È consigliabile comunque non adottare pavimenti con una resistenza termica superiore a  $0,150 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

### 2.1.3 Distribuzione del fluido termovettore

Si realizza convogliando il fluido attraverso la rete principale, i collettori e i pannelli: di seguito si prendono in esame le loro principali caratteristiche.

I *collettori* sono normalmente realizzati in ottone con condotti di andata e ritorno fra loro indipendenti.

Per il corretto funzionamento e la manutenzione dell'impianto, devono essere dotati di:

- valvole di intercettazione generale;
- valvole di intercettazione dei pannelli;
- valvole micrometriche per la regolazione dei pannelli;
- valvole automatiche di sfiato;
- rubinetti di scarico.

Si suddivide l'analisi delle principali caratteristiche dei *pannelli* in tre parti:

- la scelta dei tubi;
- lo sviluppo dei pannelli;
- la messa in opera dei tubi.

I *tubi* in materia plastica sono quelli che meglio si prestano a realizzare i pannelli, perché a differenza dei tubi metallici sono:

- facili da porsi in opera;
- non si corrodono;
- non consentono il formarsi di incrostazioni.

Normalmente si utilizzano tubi in polietilene reticolato (PEX), polibutene (PB) e polipropilene (PP). Tutti i tubi in materia plastica devono essere dotati di barriere contro la diffusione dell'ossigeno. Si deve infatti impedire il diffondersi, all'interno dei tubi, dell'ossigeno contenuto nell'aria perché questo gas può causare la corrosione della caldaia

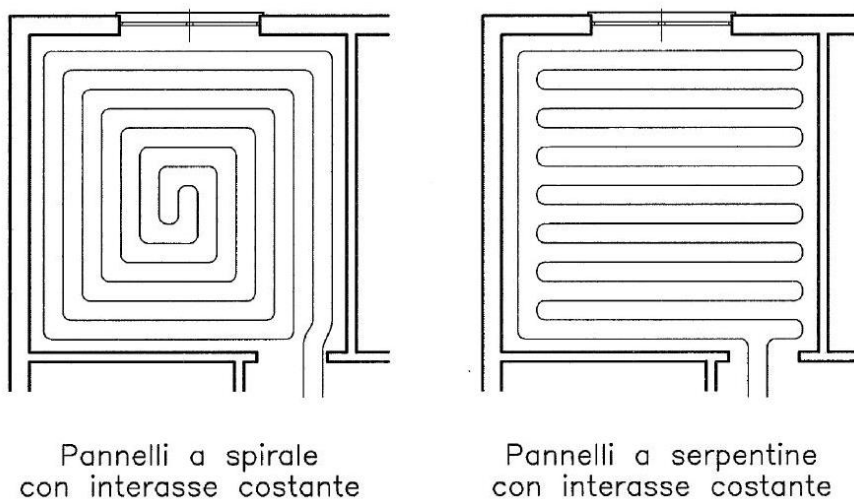
e dei tubi metallici. I diametri solitamente utilizzati per realizzare i pannelli sono il 16/13 e il 20/16. Il 12/10 e il 25/20 sono riservati solo ad applicazioni speciali.

Ogni locale deve essere riscaldato con uno o più pannelli specificatamente riservati. È così possibile regolare la sua temperatura ambiente in modo autonomo, cioè senza modificare l'equilibrio termico degli altri locali.

I pannelli possono essere realizzati con sviluppo a spirale o a serpentine, vedi Figura 2.5. Si tratta di sistemi che, a pari interasse e superficie, erogano la stessa quantità di calore, tuttavia il sistema a spirale è in genere preferibile in quanto offre:

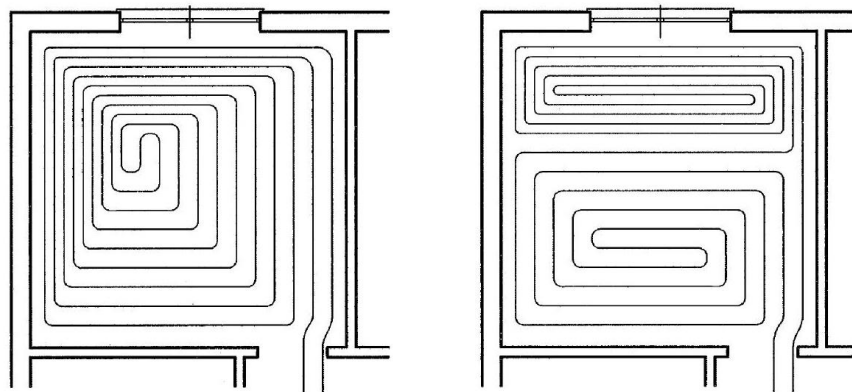
- una temperatura superficiale più omogenea, dato che (a differenza di quanto avviene con le serpentine) i suoi tubi di andata e di ritorno si sviluppano fra loro in modo alternato;
- una maggior facilità di posa in opera, in quanto la realizzazione delle spirali richiede solo due curve a 180°: quelle centrali, cioè quelle in cui lo sviluppo della spirale si inverte.

Lo sviluppo a serpentine conviene soprattutto in locali con forme irregolari o in applicazioni speciali, come ad esempio nel caso di rampe antighiaccio.



**Figura 2.5** - Soluzione per la disposizione dei pannelli ad interasse costante

I pannelli possono essere realizzati ad interasse costante oppure ad interasse variabile, come mostrano le Figura 2.5 e 2.6, con tubi più ravvicinati in corrispondenza di vetrate o pareti molto disperdenti.



Pannelli ad interasse variabile

**Figura 2.6** - Soluzione per la disposizione dei pannelli ad interasse variabile

Con pannelli a serpentine è necessario convogliare l'andata verso le pareti esterne per non incrementare ulteriormente le già sensibili differenze di temperatura superficiale a pavimento, che caratterizzano questo sistema distributivo.

Le distanze fra i tubi e le strutture che delimitano l'ambiente devono essere almeno di:

- 5 cm nel caso di pareti e di pilastri;
- 20 cm nel caso di canne fumarie, caminetti e gabbie di ascensori.

I tubi dei pannelli non devono interferire con i tubi di scarico e non devono passare sotto le vasche, i piatti doccia, i WC e i bidet: a meno che questi ultimi non siano di tipo sospeso. I tubi devono essere trasportati, immagazzinati e posti in opera in modo da evitare i danni di cantiere e l'esposizione diretta ai raggi solari. Per il *fissaggio* dei tubi si possono utilizzare diversi sistemi, quali ad esempio:

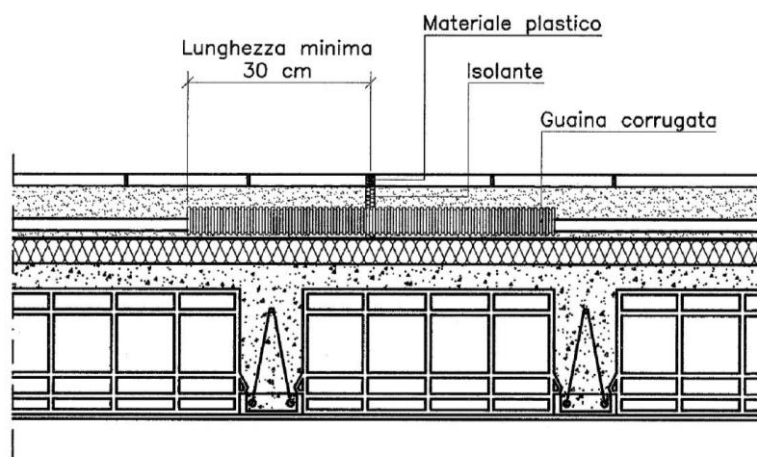
- isolanti preformati con appositi profili e scanalature;
- reti elettrosaldate con fascette o fermagli di fissaggio;
- profilati metallici con clips di giunzione e di fissaggio.

In ogni caso si devono utilizzare solo sistemi di fissaggio in grado di consentire un buon ancoraggio del tubo, evitare danni al tubo stesso (non sono concesse legature metalliche) e permettere la realizzazione degli interassi definiti progettualmente.

È consigliabile non passare coi tubi attraverso i giunti principali di dilatazione, vedi Figura 2.7. Se questo non è possibile, si deve fare in modo che:

- i giunti di dilatazione dell'edificio siano attraversati solo dai tubi della rete principale

- gli altri giunti principali siano attraversati solo da tubi protetti con una guaina di materiale comprimibile avente una lunghezza minima di 30 cm da entrambe le parti del giunto e un diametro doppio rispetto a quello esterno del tubo.



Attraversamento di un giunto principale

**Figura 2.7** - Sezione di un solaio in latero cemento con giunto di dilatazione

### 2.1.4 Sistemi di regolazione

La temperatura dell'acqua, analogamente a quanto avviene negli altri sistemi di riscaldamento

ad acqua calda, deve essere regolata in funzione delle condizioni atmosferiche esterne.

È quindi necessario che l'impianto sia fornito di un sistema di regolazione che ne modifichi la

resa termica in funzione del carico termico effettivamente richiesto e che mantenga costanti le condizioni di comfort.

Gli impianti vengono infatti dimensionati per una potenza termica “di progetto”, sufficiente a mantenere le condizioni di comfort imposte in corrispondenza del carico termico “di progetto”. Nella realtà, per gran parte del tempo, l'impianto deve funzionare con un carico termico inferiore a quello di progetto, ed è il sistema di regolazione che deve provvedere a ridurre, tempestivamente, la potenzialità dell'impianto, per mantenere costanti le condizioni di benessere.

Gli impianti radianti vengono equipaggiati di un dispositivo di regolazione automatica della temperatura ambiente, temporizzabile anche individualmente, in relazione alle specifiche esigenze di utilizzo dell'ambiente.

Questi dispositivi poggiano su un fatto fisico importante: l'enorme effetto di autoregolazione conseguente alla bassa temperatura delle superfici radianti (rispetto alla temperatura ambiente).

Se, ad esempio, ad una differenza di temperatura di 2 °C fra la temperatura superficiale del pavimento (24 °C) e quella dell'ambiente (22 °C) corrisponde una quantità di calore ceduto cui può essere attribuito un valore del 100%, esso si riduce ad appena il 50% a fronte di un aumento della temperatura ambiente di solo 1 °C, conseguente ad una fonte esterna di calore.

Inoltre i sistemi di regolazione degli impianti a pannelli devono essere in grado di:

- consentire la cessione del calore richiesto in modo da ottimizzare il comfort termico e il risparmio energetico
- impedire l'invio di fluido troppo caldo ai pannelli, in quanto può causare rotture e fessurazioni dei pavimenti e delle strutture murarie
- evitare la condensa dei fumi in caldaia, per non dar luogo a fenomeni corrosivi che possono compromettere la tenuta della caldaia stessa. E se la caldaia è a condensazione? Diversamente ci penserà un'altra regolazione indipendente dalla regolazione della temperatura di mandata.

### *2.1.5 Flusso termico emesso*

I parametri che servono a determinare il flusso di calore emesso da un pannello possono essere suddivisi nei seguenti gruppi:

- 1) parametri relativi alle condizioni al contorno:
  - temperatura ambiente, °C
  - temperatura del locale o del terreno sottostante, °C
- 2) parametri relativi alla configurazione dei pannelli:
  - S superficie coperta dal pannello, m<sup>2</sup>
  - Interasse di posa dei tubi, m
- 3) parametri relativi al tipo di tubo:

- De diametro esterno del tubo, m
  - Di diametro interno del tubo, m
  - $\lambda_t$  conducibilità termica del tubo, W/mK
- 4) parametri relativi alla struttura di contenimento dei pannelli:
- $R_p$  resistenza termica del pavimento, m<sup>2</sup>K/W
  - $s_m$  spessore del massetto sopra i tubi, m
  - $\lambda_m$  conducibilità termica del massetto, W/mK
  - $R_s$  resistenza termica sotto pannello, m<sup>2</sup>K/W
- 5) parametri relativi alla temperatura del fluido termovettore:
- $t_e$  temperatura di entrata del fluido termovettore, °C

Per quanto riguarda il *flusso emesso dai pannelli*, si calcola con la formula:

$$Q = S * \Delta t * B * F_p * F_I * F_m * F_D$$

dove:

$Q$  = flusso di calore verso l'alto emesso dal pannello

$S$  = superficie coperta dal pannello [m<sup>2</sup>]

$\Delta t$  = media logaritmica fra la temperatura del fluido e la temperatura ambiente [°C]

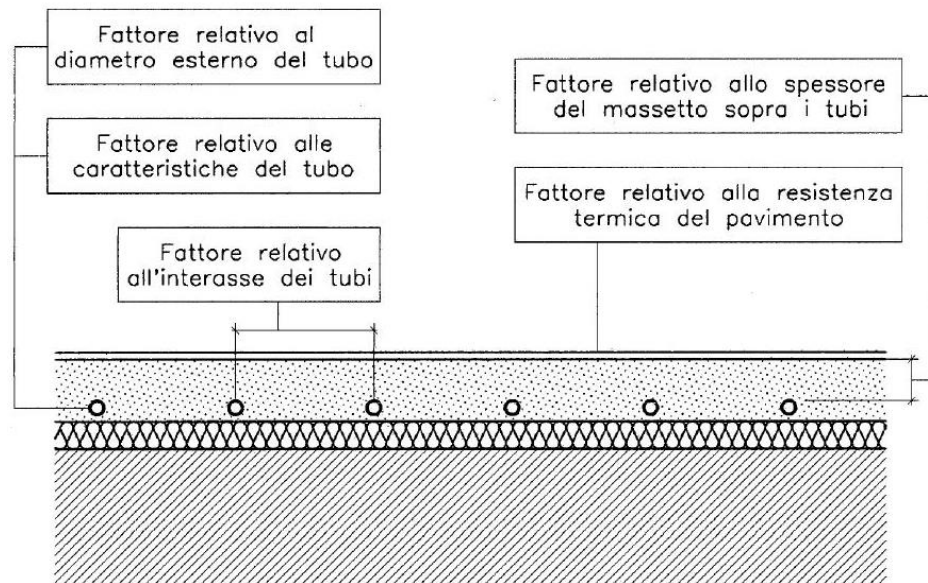
$B$  = fattore relativo alle caratteristiche del tubo, [W/m<sup>2</sup>K]

$F_p$  = fattore relativo alla resistenza termica del pavimento, adimensionale

$F_I$  = fattore relativo all'interasse dei tubi, adimensionale

$F_m$  = fattore relativo allo spessore del massetto sopra i tubi, adimensionale

$F_D$  = fattore relativo al diametro esterno del tubo, adimensionale



**Figura 2.8** - Descrizione dei vari fattori correttivi

Il flusso totale di calore emesso dal pannello si determina, invece, con la relazione:

$$Q_t = (t_e - t_u) * G * 1,16$$

dove:

$Q_t$  = flusso di calore totale emesso da un pannello [W]

$t_e$  = temperatura di entrata del fluido scaldante [°C]

$t_u$  = temperatura di uscita del fluido scaldante [°C]

$G$  = portata del pannello [l/h]

La *portata* del pannello può essere determinata con la formula sotto riportata:

$$G = \frac{Q}{(t_e - t_u) \cdot 1,16} \cdot \left[ 1 + \frac{\frac{1}{\alpha} + R_p + \frac{s_m}{\lambda_m}}{R_s} + \frac{S \cdot (t_a - t_s)}{Q \cdot R_s} \right]$$

ponendo:

$\alpha = 10,8 \text{ W/m}^2$  e dove:



$G$  = portata del pannello [l/h]

$Q$  = flusso di calore emesso verso l'alto da un pannello [W]  $t_e$  = temperatura di entrata del fluido scaldante [°C]

$t_u$  = temperatura di uscita del fluido scaldante [°C]

$s_m$  = spessore del massetto [m]

$\lambda_m$  = conducibilità termica del massetto [W/mK]

$R_p$  = resistenza termica del pavimento [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]  $R_s$  = resistenza termica sotto pannello [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]

$S$  = superficie coperta dal pannello [ $\text{m}^2$ ]

$t_a$  = temperatura dell'aria ambiente [°C]

$t_s$  = temperatura del locale o del terreno sottostante [°C]

### 2.1.6 Dimensionamento dei pannelli

Le formule esaminate alla voce precedente rendono possibile il dimensionamento degli impianti a pannelli. A tal fine di seguito si propone un metodo di calcolo teorico con prevalenza prestabilita agli estremi del pannello.

Si suddivide l'analisi e lo sviluppo del metodo proposto nelle seguenti fasi:

- A. verifica delle condizioni di benessere fisiologico,*
- B. determinazione della temperatura di ritorno,*
- C. determinazione della portata,*
- D. determinazione della lunghezza del pannello,*
- E. determinazione delle perdite di carico del pannello,*
- F. verifica di accettabilità della prevalenza richiesta,*
- G. determinazione e verifica di altri parametri,*
- H. prevalenza di zona.*

### A - Verifica delle condizioni di benessere fisiologico

Per poter assicurare condizioni di benessere fisiologico, la potenza termica ceduta dal pannello non deve superare la potenza massima definita dalla temperatura superficiale del pavimento. Deve essere cioè:

$$Q < Q_{max} = S * q_{max}$$

$Q$  = potenza termica richiesta al pannello [W]

$Q_{max}$  = potenza massima cedibile dal pannello [W]

$S$  = superficie coperta dal pannello, [m<sup>2</sup>]

$q_{max}$  = potenza specifica massima cedibile dal pannello [W/m<sup>2</sup>].

Se  $Q$  è maggiore di  $Q_{max}$ , si deve cedere col pannello una potenza termica inferiore o uguale a  $Q_{max}$  e ricorrere, per la potenza mancante, ad un corpo scaldante integrativo.

### B - Determinazione della temperatura di ritorno

Noti i parametri:

- potenza termica richiesta
- superficie del pannello
- temperatura massima di progetto
- temperatura ambiente
- spessore e conducibilità del massetto
- resistenza termica del pavimento
- diametro esterno, spessore e conducibilità del tubo
- interasse di posa.

Allora la temperatura di ritorno ( $t_u$ ) del pannello si calcola, per iterazioni successive.

Sono possibili tre casi:

**BI.** La temperatura di ritorno non è inferiore a quella di andata. In questo caso il pannello non è in grado di emettere il calore richiesto, è cioè un terminale sottodimensionato. Come soluzione alternativa si può:

- scegliere (se possibile) un pannello con interasse più piccolo: cioè un pannello con maggior resa termica;
- prevedere un corpo scaldante d'integrazione.

B2. La temperatura di ritorno non è superiore a quella ambiente.

In questo caso il pannello partecipa solo parzialmente allo scambio termico con l'ambiente, è cioè un terminale superdimensionato.

Come soluzione alternativa si può:

- scegliere (se possibile) un pannello con interasse più grande: cioè un pannello con minor resa termica;
- prevedere un pannello con minore superficie di emissione.

B3. La temperatura di ritorno è compresa fra la temperatura di andata e quella ambiente.

In questo caso il valore della temperatura di ritorno non pone (almeno dal punto di vista teorico) alcun limite all'accettabilità della soluzione in esame.

### C - Determinazione della portata

Noti i parametri definiti al punto B, la temperatura di ritorno ( $t_u$ ), la resistenza termica sotto pannello e la temperatura del locale o del terreno sottostante, la portata del pannello si può calcolare con la formula della voce precedente.

### D - Determinazione della lunghezza del pannello

La lunghezza del pannello si calcola con la relazione:

$$L = L_a + \frac{S}{I}$$

dove:

$L$  = lunghezza del pannello [m]

$L_a$  = lunghezza di adduzione (andata e ritorno) fra il collettore e il pannello [m]

$S$  = superficie coperta dal pannello [m<sup>2</sup>]

$I$  = interasse del pannello [m]

### E - Determinazione delle perdite di carico del pannello

Le perdite di carico totali del pannello si calcolano sommando fra loro le perdite di carico continue e localizzate, il cui valore si determina come segue:

- le perdite di carico continue si calcolano moltiplicando la lunghezza del pannello per le perdite di carico unitarie
- le perdite di carico localizzate si calcolano sommando fra loro le perdite di carico dovute alla valvola di intercettazione del pannello e alle curve del pannello (mediamente queste perdite si considerano comprese fra il 20 e il 30% delle perdite di carico continue).

### F - Verifica di accettabilità della prevalenza richiesta

In base al valore della prevalenza richiesta agli estremi del pannello (che coincide con le perdite di carico sopra determinate) sono possibili due casi:

*F1.* La prevalenza richiesta è inferiore a quella prestabilita. In questo caso il pannello risulta accettabile e la differenza, fra la prevalenza richiesta e quella prestabilita, si compensa mediante taratura della valvola di regolazione prevista per ogni pannello.

*F2.* La prevalenza richiesta è superiore a quella prestabilita. In questo secondo caso la soluzione elaborata non risulta accettabile.

Come soluzione alternativa si può:

- scegliere (se possibile) un pannello con interasse minore;
- analizzare la possibilità di cedere al locale una potenza termica leggermente inferiore, dato che anche pochi W in meno possono portare la prevalenza richiesta al di sotto di quella prestabilita;
- prevedere un corpo scaldante d'integrazione.

### G - Determinazione e verifica di altri parametri

Oltre ai limiti connessi alla temperatura del pavimento e alla prevalenza prestabilita, si devono anche evitare soluzioni con velocità troppo basse. Inoltre, per poter procedere al dimensionamento del generatore di calore e degli altri pannelli, si devono determinare anche i seguenti parametri:

$Q_t$  = potenza termica totale emessa dal pannello,

$Q_s$  = potenza termica emessa dal pannello verso il basso,

$e_p$  = potenza termica media emessa verso l'alto da un metro di tubo,

$e_s$  = potenza termica media emessa verso il basso da un metro di tubo.

Per poter dimensionare un pannello devono essere noti i seguenti parametri:

- interasse o interassi (nel caso di pannelli ad interasse variabile)
- diametro esterno, spessore e conducibilità termica del tubo
- prevalenza prestabilita
- temperatura massima di progetto
- potenza termica richiesta
- lunghezza di adduzione collettore-pannello
- temperatura ambiente
- temperatura del locale o del terreno sottostante
- superficie coperta dal pannello
- spessore e la conducibilità del massetto
- resistenza termica del pavimento
- resistenza termica sotto pannello
- caratteristiche fluidodinamiche del collettore e delle valvole.

Di seguito si esaminano quelli di maggior interesse progettuale:

### *Interassi*

Possono variare fino a 30 cm in applicazioni di tipo civile o comunque in ambienti dove ci si sofferma in permanenza. Possono invece variare fino a 40 cm in applicazioni di tipo industriale o commerciale (ad esempio in capannoni, magazzini o garages). La griglia (o la serie) di interassi possibili dipende dai supporti di fissaggio (rete o profilati) o dai pannelli preformati che si intendono adottare.

### *Prevalenza prestabilita*

È la prevalenza che si ipotizza disponibile agli estremi del pannello. Generalmente conviene che questa grandezza sia variabile da:

- 1.200 a 1.500 mm c.a. per gruppi termici murali, in quanto dotati di circolatori a limitata prevalenza
- 1.500 a 2.500 mm c.a. per caldaie a terra, scambiatori o pompe di calore.

### *Temperatura massima di progetto*

La temperatura massima del fluido scaldante che circola nei pannelli. Per questa grandezza conviene adottare valori variabili da:

- 45 a 55°C con caldaie tradizionali;
- 40 a 45°C con teleriscaldamento, caldaie a condensazione, pompe di calore;
- 32 a 38°C con pannelli solari.

Tali valori consentono di ottenere un buon compromesso fra due diverse esigenze:

- limitare la lunghezza (e quindi il costo) dei pannelli;
- ottimizzare il rendimento della sorgente di calore.

Va comunque considerato che il riscaldamento con basse temperature è possibile solo con pavimenti a limitata resistenza termica.

È consigliabile che la temperatura massima di progetto non superi i 55°C per evitare:

- crepe nei pavimenti in mattonelle;
- fessurazioni nei parquet;
- avvallamenti nelle pavimentazioni in gomma o altri materiali sintetici;
- temperatura del pavimento a “onde”, cioè con sensibile alternarsi di zone calde e zone fredde.

### *Potenza termica richiesta*

È la potenza richiesta al pannello per poter far fronte al fabbisogno termico del locale da riscaldare. Tale fabbisogno deve essere calcolato considerando due aspetti tipici dei locali riscaldati con impianti a pannelli:

- la mancanza di dispersioni termiche attraverso i pavimenti,
- il contributo termico di eventuali pannelli posti al piano superiore.

### *Temperatura ambiente*

È la temperatura dell'aria che si deve assicurare all'interno del locale. Il suo valore è generalmente imposto da norme o da clausole contrattuali.

A pari temperatura ambiente, va comunque considerato che in un locale riscaldato con pannelli la temperatura operante (cioè la temperatura che con buona approssimazione misura il comfort termico del locale) è mediamente superiore di  $1 \div 1,5^\circ\text{C}$  rispetto a quella ottenibile con un riscaldamento a corpi scaldanti

### *Temperatura del locale o del terreno sottostante*

È la temperatura del locale o del terreno posti sotto la struttura di contenimento dei pannelli. Per la sua determinazione si considerano due casi:

- locale posto sotto la soletta di contenimento dei pannelli: la sua temperatura si determina con gli stessi criteri adottati per il calcolo delle dispersioni termiche:
- terreno posto sotto il getto di contenimento dei pannelli: la sua temperatura può essere determinata mediante la tabella illustrata in Figura 2.8:

Temperatura esterna	Temperatura media del terreno sotto pavimento
- 20°C	+ 3°C
- 15°C	+ 5°C
- 10°C	+ 8°C
- 5°C	+ 10°C
0°C	+ 11°C
+ 5°C	+ 12°C

**Figura 2.8** - *Temperatura media del terreno sotto al pavimento*

### *Resistenza termica del pavimento*

Si calcola con la formula:

$$R_p = \frac{s_p}{\lambda_p}$$

dove:

$R_p$  = resistenza termica del pavimento [m K/W]

$\lambda_p$  = conducibilità termica del pavimento [W/mK]

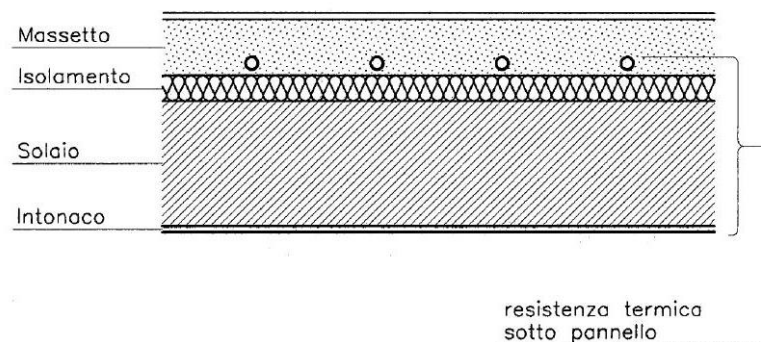
La tabella sottostante, Figura 2.9, riporta la conducibilità termica dei materiali più utilizzati per realizzare pavimenti.

Materiale	Conducibilità W/mK
Ceramica	1,00
Cotto	0,90
Gomma per pavimenti	0,28
Granito	3,20
Linoleum	0,18
Marmo	3,40
Moquette	0,09
Parquet	0,20
PVC per pavimenti	0,23

**Figura 2.9** - Conducibilità termica di alcuni materiali

#### *Resistenza termica sotto pannello*

È la resistenza termica della struttura che, come mostra la Figura 2.10, è compresa fra il piano tangente superiore dei tubi e l'ambiente sottostante.



**Figura 2.10** - Posizione della resistenza termica nella stratigrafia del pannello

Si calcola con la formula:

$$R_s = \frac{s_d}{\lambda_m} + \frac{s_{is}}{\lambda_{is}} + R_{sl} + \frac{s_{in}}{\lambda_{in}} + \frac{1}{\alpha}$$



ponendo:

$$\alpha = 5,9 \text{ W/m K}$$

$$R_s = \text{resistenza termica sotto pannello [m}^2 \text{ K/W]}$$

$$s_d = \text{distanza fra la tangente superiore dei tubi e l'isolante [m]} \quad \lambda_m = \text{conducibilità termica del massetto [W/mK]}$$

$$s_{is} = \text{spessore del materiale isolante [m]}$$

$$\lambda_{is} = \text{conducibilità termica del materiale isolante [W/mK]}$$

$$R_{sl} = \text{resistenza termica del solaio, [m}^2 \text{ K/W]}$$

$$s_{in} = \text{spessore dell'intonaco, [m]}$$

$$\lambda_{in} = \text{conducibilità termica dell'intonaco, [W/mK]}$$

La tabella seguente riporta la conducibilità o la resistenza termica dei materiali normalmente posti sotto i pannelli.

Materiale		Conducibilità W/mK	Resistenza termica m <sup>2</sup> K/W
Argilla espansa		0,100	
Calcestruzzo		1,300	
Lana di vetro		0,040	
Intonaco con calce e gesso		0,700	
Intonaco con malta di calce		0,900	
Polistirene		0,035	
Poliuretano		0,028	
Solaio in laterizio:	20 cm		0,32
	24 cm		0,35
	28 cm		0,37
Solaio tipo predalles:	15 cm		0,36
	20 cm		0,40
	25 cm		0,43
Sughero in fogli		0,040	
Sughero espanso con leganti		0,045	
Vermiculite espansa		0,070	

**Figura 2.11** - Conducibilità termica e resistenza termica dei materiali che sono sotto ai pannelli

Per il corretto e completo dimensionamento di un pannello si devono determinare i seguenti

parametri:

- temperatura superficiale del pavimento
- salto termico del fluido scaldante
- portata del pannello
- prevalenza richiesta
- lunghezza del pannello
- velocità del fluido
- potenza termica totale emessa dal pannello
- potenza termica emessa verso il basso
- potenza termica media emessa verso l'alto da un metro di tubo
- potenza termica media emessa verso il basso da un metro di tubo

#### *Temperatura superficiale del pavimento*

Si calcola con la formula:

$$t_p = t_a + \left( \frac{q}{8,92} \right)^{\frac{1}{1,1}}$$

dove:

$t_p$  = temperatura superficiale del pavimento [°C]

$t_a$  = temperatura ambiente [°C]

$q$  = potenza termica specifica (verso l'alto) del pannello [W/m<sup>2</sup>]

Per evitare condizioni di malessere fisiologico, è necessario che la temperatura superficiale a pavimento sia inferiore a:

- 29°C in ambienti dove ci si sofferma in permanenza
- 33°C in locali bagno, docce e piscine
- 35°C in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Il rispetto di tali valori comporta precisi limiti alla potenza termica cedibile da un pannello.

In particolare (con temperatura ambiente = 20°C) la potenza specifica massima cedibile da un pannello risulta:

- $q_{max} = 8,92 (29 - 20)^{1,1} = 100 \text{ W/m}^2$  in ambienti dove ci si sofferma in permanenza
- $q_{max} = 8,92 (33 - 20)^{1,1} = 150 \text{ W/m}^2$  in locali bagno, docce e piscine
- $q_{max} = 8,92 (35 - 20)^{1,1} = 175 \text{ W/m}^2$  in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Moltiplicando il valore di  $q_{max}$  per la superficie del pannello si ottiene la potenza termica massima che il pannello può cedere all'ambiente senza causare condizioni di malessere

#### *Salto termico del fluido scaldante*

È dato dalla differenza fra la temperatura di entrata e quella di uscita del fluido scaldante. È consigliabile che il suo valore non sia troppo elevato per:

- non abbassare troppo la temperatura media del fluido e quindi la resa termica del pannello
- evitare temperature superficiali troppo diverse fra loro, specie quando i pannelli sono a serpentine;

Di norma è consigliabile adottare salti termici inferiori a  $8 \div 10^\circ\text{C}$ .

#### *Portata del pannello*

Considerando che la portata massima di un pannello è mediamente compresa fra:

- $200 \div 220 \text{ l/h}$ , per tubi con  $D_i = 16 \text{ mm}$
- $120 \div 130 \text{ l/h}$ , per tubi con  $D_i = 13 \text{ mm}$

È possibile determinare (seppur approssimativamente) la massima potenza termica ( $Q_{G,max}$ ) che un pannello può cedere in relazione al suo diametro interno.

### *Lunghezza del pannello*

Non esistono particolari limiti in merito al valore di questa grandezza. Nelle applicazioni civili, è però consigliabile non andare oltre le lunghezze commerciali dei rotoli di tubo (120 ÷ 150 metri).

### *Velocità del fluido*

È consigliabile non accettare soluzioni con velocità del fluido troppo basse, essenzialmente per due motivi:

- impedire il ristagno di bolle d'aria
- evitare che il flusso del fluido avvenga in regime laminare, dato che le formule di emissione dei pannelli sono valide solo in regime turbolento.

Normalmente sono accettabili velocità superiori a 0,1 m/s. Velocità più elevate devono essere previste quando si realizzano pannelli con contropendenze.

## **2.2 Ventilazione**

### *2.2.1 Definizioni*

Lo standard americano ASHRAE 62-1:2010 definisce la ventilazione come “*il processo di immissione e/o estrazione d'aria da e/o verso un ambiente confinato con lo scopo di controllare i livelli di inquinanti, l'umidità o la temperatura*” mentre la UNI EN 12792 come “*Progetto di immissione ed estrazione di aria in e da un ambiente*”.

Obiettivo della ventilazione è quindi quello di immettere aria pulita in un ambiente ed estrarre quella inquinata nella maniera più efficiente possibile. Se l'aria immessa fosse perfettamente miscelata con quella nell'ambiente, la concentrazione dei contaminanti sarebbe la stessa in tutti i punti dello spazio: questo caso è molto raro, per cui si è introdotto il concetto di efficienza di ventilazione.

### *Efficienza di ventilazione*

Questo parametro indica quanto velocemente un inquinante viene rimosso dall'ambiente, ed è definito dalla seguente relazione:

$$\varepsilon_v = \frac{C_e - C_s}{C_i - C_s}$$

dove:

$C_e$  = concentrazione dell'inquinante all'estrazione

$C_i$  = concentrazione dell'inquinante nel punto considerato

$C_s$  = concentrazione dell'inquinante all'immissione

In tal modo, l'efficienza di ventilazione dipende da molti fattori quali: il tipo di ventilazione, la temperatura dell'aria immessa e dell'aria ambiente, le portate d'aria, la posizione degli inquinanti, ecc. Nel caso di perfetta miscelazione  $\varepsilon_v$  è uguale a 1, se la qualità dell'aria nella zona dove si respira (*breathing zone*) è migliore di quella all'estrazione la portata risulta aumentata. La portata viene così modificata:

$$q = \frac{q_n}{\varepsilon_v}$$

Dove  $q_n$  è la portata nominale.

Sempre da questo rapporto (Figura 2.11) è possibile individuare il valore di  $\varepsilon_v$  per diverse configurazioni dei sistemi di ventilazione (a miscelazione, a dislocazione).

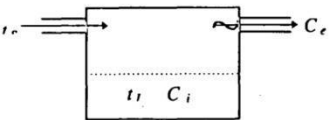
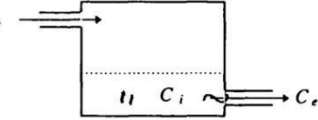
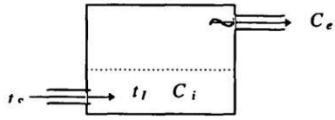
Mixing ventilation		Mixing ventilation		Displacement ventilation	
					
Temperature difference between supply air and air in breathing zone $t_s - t_l$ °C	Ventilation effectiveness	Temperature difference between supply air and air in breathing zone $t_s - t_l$ °C	Ventilation effectiveness	Temperature difference between supply air and air in breathing zone $t_s - t_l$ °C	Ventilation effectiveness
< 0	0,9 — 1,0	< -5	0,9	< 0	1,2 — 1,4
0 — 2	0,9	-5 — 0	0,9 — 1,0	0 — 2	0,7 — 0,9
2 — 5	0,8	> 0	1,0	> 2	0,2 — 0,7
> 5	0,4 — 0,7				

Figura 2.11 - Valori di  $\varepsilon_v$  per diversi sistemi di ventilazione

### *Tasso di ricambio d'aria*

La quantità di aria da immettere o estrarre da un ambiente può essere espressa in diversi modi: in termini di portata d'aria per persona (l/s pers), per unità di superficie in pianta (l/s m<sup>2</sup>) oppure in termini di volumi ambiente d'aria per unità di tempo (h<sup>-1</sup>), definendo il cosiddetto tasso di ricambio d'aria.

Questo indice ( $n$ ) è il rapporto tra la portata d'aria entrante in uno spazio e il volume dello spazio stesso, definito quindi come:

$$n = \frac{q}{V}$$

Dove:

$n$ =tasso di ricambio orario  $h^{-1}$

$V$ =volume interno dell'ambiente  $m^3$

$q$ = portata d'aria

È importante notare come il parametro di progetto sia la portata d'aria, che regola la qualità dell'aria, mentre l'indice  $n$ , che deriva dalla portata, ha puramente una funzione comparativa.

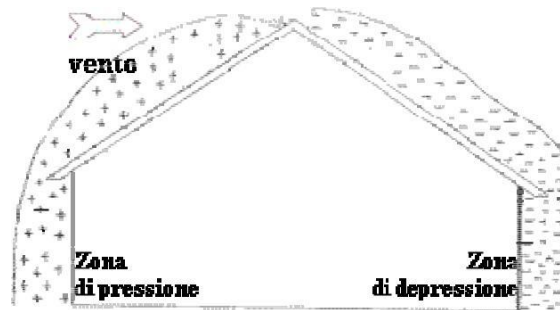
### **2.2.2 Tecniche di ventilazione**

L'ingresso e l'uscita di aria negli ambienti può avvenire attraverso diverse tecniche: aerazione, infiltrazione, ventilazione naturale, ventilazione meccanica e ventilazione ibrida. Si vuole qui sottolineare un aspetto importante: l'apertura manuale delle finestre affidata all'utenza e l'infiltrazione attraverso involucro e serramenti non possono essere considerati "sistemi" di ventilazione (anche se sfruttano i principi della ventilazione naturale) in quanto, come definito dalla norma UNI EN 12792, la ventilazione richiede un progetto vero e proprio come non avviene in questi due casi. Per questo motivo sono trattati a parte rispetto alle altre tecniche.

### Aerazione

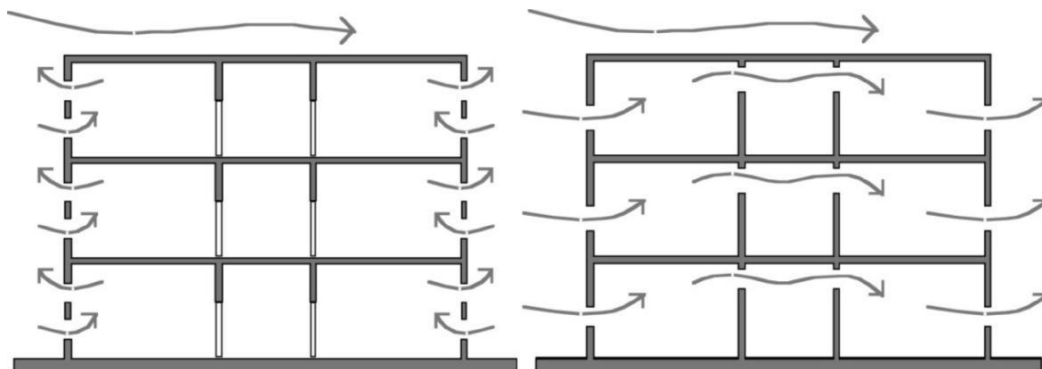
Per aerazione si intende l'apertura manuale delle finestre da parte degli utenti allo scopo di rinnovare l'aria ambiente attraverso l'immissione di aria esterna. Tale tecnica non è vantaggiosa per diversi motivi: le dispersioni di energia sono notevoli, l'ingresso di aria esterna non filtrata porta con sé gli inquinanti dell'ambiente esterno e oltretutto non è possibile controllare con precisione le portate di aria.

In generale se si considera un edificio sottoposto all'azione del vento è possibile individuare una zona di pressione sul lato sopravvento e una di depressione in quello sottovento (Figura 2.12).



**Figura 2.12** - Pressione e depressione sulle facciate di un edificio sottoposto all'azione del vento

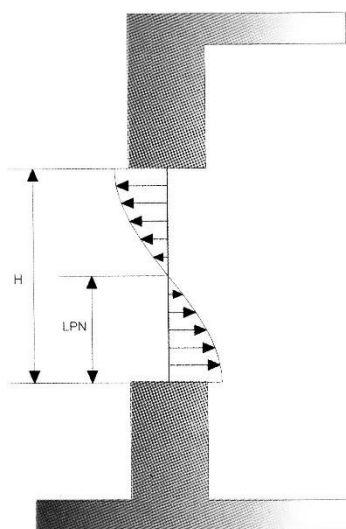
Si possono quindi definire le due possibilità che si possono presentare (Figura 2.13): ventilazione frontale (*single-side ventilation*) e ventilazione passante (*cross-side ventilation*).



**Figura 2.13** - Schemi di funzionamento della ventilazione frontale e passante

### *Ventilazione frontale*

Con questo metodo il rinnovo dell'aria di un ambiente avviene attraverso una apertura che permette contemporaneamente l'ingresso e l'uscita di una certa portata d'aria, generata dall'effetto del vento e dalle forze ascensionali prodotte dall'aria calda. Infatti quando la temperatura interna è più alta di quella esterna l'ingresso di aria fredda dal basso determina l'uscita di quella calda dall'alto (Figura 2.14).



**Figura 2.14** - Rappresentazione della velocità dell'aria in corrispondenza di un'apertura

Un metodo di calcolo è descritto nella norma UNI EN 15242:2008. Per l'apertura dei serramenti su un unico lato la portata d'aria per ventilazione frontale con apertura singola vale:

$$Q = 0,025 * A * v$$

dove:

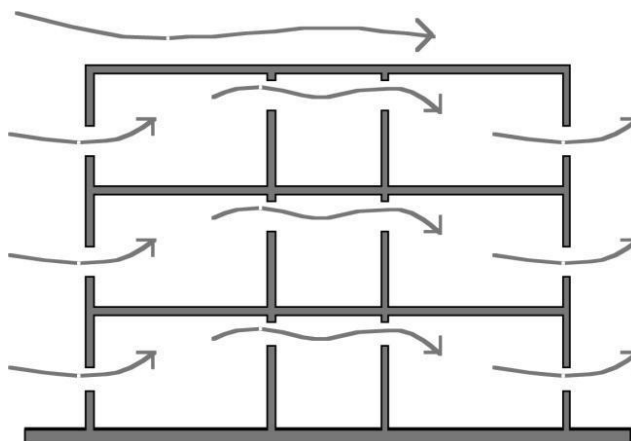
A = superficie dell'apertura  $m^2$

v = velocità del vento [ $m / s$ ]



### *Ventilazione passante*

Si è visto come l'azione del vento generi dei gradienti di pressione sulle facciate degli edifici, positivi sopravvento e negativi sottovento. Nel caso di apertura dei serramenti sui due prospetti si genera un moto dell'aria passante attraverso gli ambienti (Figura 2.15).



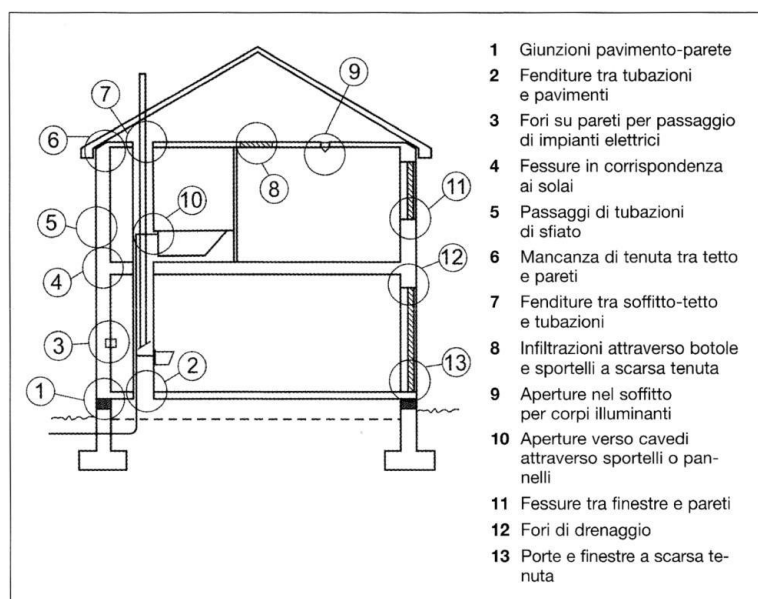
**Figura 2.15** - Ventilazione passante

Il metodo di calcolo che si espone proviene dalle indicazioni del British Standard BS 5925:1991; tale metodo ha il vantaggio di poter essere eseguito manualmente ma le ipotesi semplificative, come ad esempio l'assenza di partizioni interne (adatta quindi a grandi *open space*) e la stima approssimata dei gradienti termici interni all'edificio, rende i risultati meno accurati rispetto a quelli ottenibili con modelli più complessi.

### **2.2.3 Infiltrazione**

#### *Infiltrazione attraverso l'involucro*

L'infiltrazione è un flusso di aria esterna che penetra in un ambiente attraverso aperture e fessure non intenzionali come ad esempio i punti di giunzione tra finestre e muri, tra pavimento/tetto e pareti; si contrappone all'esfiltrazione che è una fuga di aria verso l'esterno attraverso gli stessi punti critici dell'edificio, ai quali va prestata molta attenzione in fase di costruzione (Figura 2.16).



**Figura 2.16** - Infiltrazioni attraverso l'involucro edilizio

Si definisce permeabilità (di un edificio) la portata d'aria di infiltrazione attraverso l'involucro edilizio per unità di superficie (dell'involucro), in corrispondenza alla differenza di pressione di riferimento della prova, pari solitamente a 50 Pa. Questa definizione, tratta dalla norma UNI EN 13829:2002 indica una dei possibili indici per descrivere la tenuta all'aria di un edificio, che risultano essere quindi:

- la portata d'aria di infiltrazione prodotta da una differenza di pressione indotta (50 Pa – UNI EN 13829);
- il tasso di ricambio d'aria corrispondente a una differenza di pressione pari a 50 Pa ( $n_{50}$ );
- l'area di infiltrazione effettiva ed equivalente.

In maniera empirica questi parametri possono essere ricavati attraverso l'utilizzo della tecnica dei gas traccianti, raramente utilizzata in quanto costosa e richiede personale altamente specializzato, oppure attraverso un metodo chiamato *blower door test*.

Senza entrare nel dettaglio della procedura (la letteratura sull'argomento è molto vasta) si definisce a grandi linee lo svolgimento del test, che permette di valutare il tasso di infiltrazione attraverso la permeabilità dell'involucro.

Un ventilatore assiale svolge il compito di imporre una differenza prefissata di pressione, di solito 50 Pa, raggiunta con diversi step, tra l'ambiente esterno e interno

immettendo o estraendo una certa portata d'aria: per fare ciò il ventilatore deve essere inserito a tenuta nel vano di una porta o finestra.

### 2.2.4 Ventilazione naturale

La ventilazione naturale è ottenuta grazie all'azione del vento e al gradiente termico tra interno ed esterno che provocano l'ingresso di aria esterna negli ambienti interni, grazie ad aperture specificatamente previste.

#### *Effetto del vento*

Il gradiente anemologico è generato dall'incidenza del vento sulle superfici dell'edificio. Si è visto ad inizio capitolo che, per un edificio sottoposto all'azione del vento, si assiste ad un incremento di pressione sul lato sopravento e contemporaneamente ad una diminuzione di pressione sul lato sottovento. Questa differenza di pressione tra interno ed esterno dell'edificio è tale da generare un moto di aria dalle zone sopravento a quelle sottovento e può essere calcolata attraverso la seguente equazione:

$$p_v = 0.5 \cdot C_p \cdot \rho \cdot v^2$$

dove:

$p_v$  = differenza di pressione tra interno ed esterno indotta dal vento [Pa]

$C_p$  = coefficiente di pressione

$\rho$  = densità dell'aria kg / m<sup>3</sup>

$v$  = velocità del vento valutata alla quota di gronda dell'edificio [m / s]

Come è noto, la velocità del vento è non uniforme al variare dell'altezza, ma presenta un andamento parabolico, che si annulla in corrispondenza del terreno a causa del fenomeno di attrito dovuto alla rugosità dello stesso. Solitamente tra i dati meteorologici è possibile riscontrare la velocità dell'aria a 10 m di altezza che viene opportunamente corretta in relazione all'altezza dell'edificio, alla topografia, alla rugosità del terreno (De Santoli, et al., 2011 p. 39).

Il coefficiente  $C_p$  descrive la distribuzione della pressione indotta dal vento in corrispondenza delle superfici dell'edificio. In Figura 2.17 sono riportati alcuni

valori di questo parametro valutati per 16 diverse direzioni del vento rispetto alla normale alla superficie incidente:  $0^\circ$ ,  $22.5^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $67.5^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $112.5^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $157.5^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $202.5^\circ$ ,  $225^\circ$ ,  $247.5^\circ$ ,  $270^\circ$ ,  $292.5^\circ$ ,  $315^\circ$ ,  $337.5^\circ$  per edifici alti fino a tre piani.

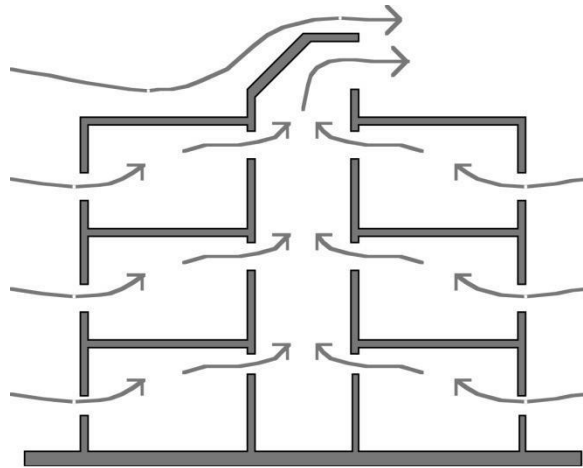
N.	Superficie	R	Esposizione	$C_p$
1	Muro	1:1	E	0.7, 0.525, 0.35, -0.075, -0.5, -0.45, -0.4, -0.3, -0.2, -0.3, -4, -0.45, -0.5, -0.075, 0.35, 0.525
2	Tetto, p. > $10^\circ$	1:1	E	-0.8, -0.75, -0.7, -0.65, -0.6, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.6, -0.65, -0.7, -0.75
3	Tetto, p. > $10-30^\circ$	1:1	E	-0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.6, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.6, -0.55, -0.5, -0.45
4	Tetto, p. > $30^\circ$	1:1	E	-0.3, -0.35, -0.4, -0.5, -0.6, -0.5, -0.4, -0.45, -0.5, -0.45, -0.4, -0.5, -0.6, -0.5, 0.4, 0.35
5	Muro	1:1	SE	0.4, 0.25, 0.1, -0.1, -0.3, -0.325, -0.35, 0.275, -0.2, -0.275, -0.35, -0.325, -0.3, -0.1, 0.1, 0.25
6	Tetto, p. < $10^\circ$	1:1	SE	-0.6, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.6, -0.55, -0.6, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55
7	Tetto, p. $10-30^\circ$	1:1	SE	-0.35, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4, -0.35, -0.4, -0.45, -0.5, -0.55, -0.5, -0.45, -0.4
8	Tetto, p. > $30^\circ$	1:1	SE	-0.3, -0.4, -0.5, -0.55, -0.6, -0.55, -0.5, -0.5, -0.5, -0.5, -0.5, -0.55, -0.6, -0.55, -0.5, 0.4
9	Muro	1:1	S	0.2, 0.125, 0.05, 0.1, -0.25, -0.275, -0.3, -0.275, -0.25, -0.275, -0.3, -0.275, -0.25, -0.1, 0.05, 0.125
10	Tetto, p. < $10^\circ$	1:1	S	-0.5, -0.5, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.5, -0.5, -0.5, -0.5, -0.45, -0.4, -0.45, -0.5, -0.5
11	Tetto, p. $10-30^\circ$	1:1	S	-0.3, -0.35, -0.4, -0.45, -0.5, -0.45, -0.4, -0.35, -0.3, -0.35, -0.4, -0.45, -0.5, -0.45, -0.4, -0.35
12	Tetto, p. > $30^\circ$	1:1	S	0.25, -0.025, -0.3, -0.4, -0.5, -0.4, -0.3, -0.35, -0.4, -0.35, -0.3, -0.4, -0.5, -0.4, -0.3, -0.025
13	Muro lungo	2:1	E	0.5, 0.375, 0.25, -0.125, -0.5, -0.65, -0.8, -0.75, -0.7, -0.75, -0.8, -0.65, -0.5, -0.125, -0.25, -0.375
14	Muro corto	1:2	E	-0.9, -0.35, 0.2, 0.4, 0.6, 0.4, 0.2, -0.35, -0.9, -0.75, -0.6, -0.475, -0.35, -0.475, -0.6, -0.75
15	Tetto, p. < $10^\circ$	2:1	E	-0.7, -0.7, -0.7, -0.75, -0.8, -0.75, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.75, -0.8, -0.75, -0.7, -0.7
16	Tetto, p. $10-30^\circ$	2:1	E	-0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.65, -0.6, -0.55, -0.5, -0.55, -0.6, -0.65, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7
17	Tetto, p. > $30^\circ$	2:1	E	0.25, 0.125, 0, -0.3, -0.6, -0.75, -0.9, -0.85, -0.8, -0.85, -0.9, -0.75, -0.6, -0.3, 0, 0, 0.125
18	Muro lungo	2:1	SE	0.5, 0.375, 0.25, 0, -0.5, -0.65, -0.8, -0.75, -0.7, -0.75, -0.8, -0.65, -0.5, -0.125, 0.25, 0.375
19	Muro corto	1:2	SE	-0.9, -0.35, 0.2, 0.4, 0.6, 0.4, 0.2, -0.35, -0.9, -0.75, -0.6, -0.475, -0.35, -0.475, -0.6, -0.75
20	Tetto, p. < $10^\circ$	2:1	E	-0.7, -0.7, -0.7, -0.75, -0.8, -0.75, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.75, -0.8, -0.75, -0.7, -0.7
21	Tetto, p. $10-30^\circ$	2:1	E	-0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7, -0.65, -0.6, -0.55, -0.5, -0.55, -0.6, -0.65, -0.7, -0.7, -0.7, -0.7
22	Tetto, p. > $30^\circ$	2:1	E	0.25, 0.125, 0, -0.3, -0.6, -0.75, -0.9, -0.85, -0.8, -0.85, -0.9, -0.75, -0.6, -0.3, 0, 0, 0.125

**Figura 2.17** - Valori del coefficiente di pressione  $C_p$  (R= rapporto lunghezza-larghezza, E = esposto, SE = semiesposto, S = schermato) [De Santoli, et al., 2011]

### *Effetto camino*

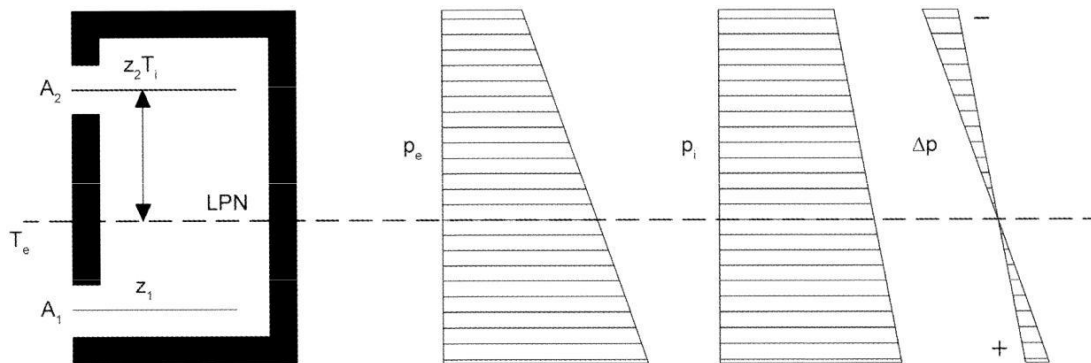
Tale effetto è dovuto al gradiente termico esistente tra l'ambiente esterno e quello interno: alla differenza di temperatura è collegata una differenza di densità dell'aria per la quale l'aria all'interno più calda fluisce verso l'alto, richiamando dall'esterno

quella più fredda entrante dal basso (Figura 2.18): questo fenomeno è tanto più accentuato quanto gli ambienti sono alti.



**Figura 2.18-** Schema di funzionamento della ventilazione per effetto camino

Se si considera un ambiente di altezza notevole dotato di due aperture, una alla base e una in sommità, come in Figura 2.19, ipotizzando un andamento della pressione assoluta lineare e considerando che negli ambienti interni il riscaldamento dell'aria genera una forza ascensionale, è possibile tracciare qualitativamente l'andamento della pressione assoluta interna  $p_i$  e quella esterna  $p_e$ .



**Figura 2.19 -** Distribuzione della pressione esterna ( $p_e$ ), della pressione interna ( $p_i$ ), differenza di pressione tra interno ed esterno ( $p$ ) e posizione del livello di pressione neutra in un ambiente di altezza elevata

Le pressioni sono crescenti all'avvicinarsi del suolo per effetto della forza gravitazionale, in maniera minore all'interno rispetto all'esterno per la temperatura maggiore dell'ambiente. In Figura 3-12 è anche mostrato il profilo della differenza di pressione esistente tra interno ed esterno, dal quale risulta come nelle zone inferiori dell'ambiente la pressione esterna sia più elevata di quella interna ( $p > 0$ ) con

conseguente ingresso dell'aria; nella zona più alta invece, dove la pressione interna è maggiore di quella esterna

( $p < 0$ ), avviene la fuoriuscita di aria.

L'altezza in corrispondenza della quale la differenza di pressione è nulla prende il nome di *livello di pressione neutra* (LPN): è fondamentale quindi per la realizzazione di aperture per la ventilazione conoscere la posizione di questo livello. Realizzando infatti una finestra al di sopra del LPN si verificherebbe una fuoriuscita di aria mentre aprendone una sotto il LPN si avrebbe solo ingresso di aria.

L'andamento della pressione assoluta  $p(z)$  ad una quota generica  $z$  può essere descritto con la seguente espressione:

$$p(z) = p_0 - \rho \cdot g \cdot z$$

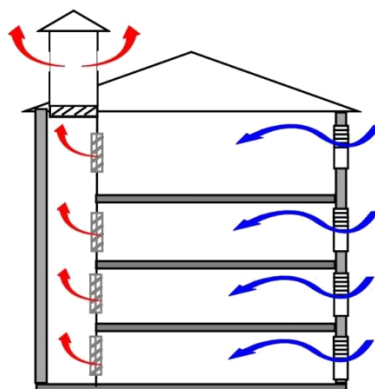
dove:

$p_0$  = pressione assoluta alla quota più bassa dell'ambiente [ Pa]

$g$  = accelerazione di gravità [m / s]

$\rho$  = densità dell'aria alla temperatura interna T [kg / m<sup>3</sup>]

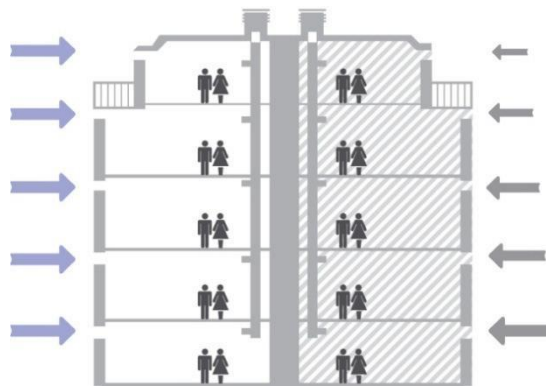
I sistemi che sfruttano i principi delle tecniche di ventilazione naturale (effetto del vento ed effetto camino) sono solitamente caratterizzati dalla presenza di dispositivi di ingresso dell'aria di rinnovo nei soggiorni e nelle camere da letto a livello di infisso e di bocchette di estrazione collegate o direttamente con l'esterno o con camini a tiraggio naturale (Figura 2.20).



**Figura 2.20** - Funzionamento di un sistema di ventilazione naturale in edificio multipiano con camino a tiraggio naturale [Titan Products]

Molto spesso in edifici multipiano si utilizzano per queste tipologie di impianti parti dell'edificio stesso, come ad esempio i vani scala: essendo ambienti a tutta altezza possono fungere da camini prevedendo l'espulsione dell'aria a tetto.

Quando l'immissione di aria pulita è lasciata all'utenza attraverso l'apertura delle finestre, nel caso indicato in Figura 2.10 si verificherebbe, a causa dell'effetto camino, un inevitabile scompenso tra i piani inferiori (che godrebbero di una portata maggiore) e quelli superiori (Figura 2.21).

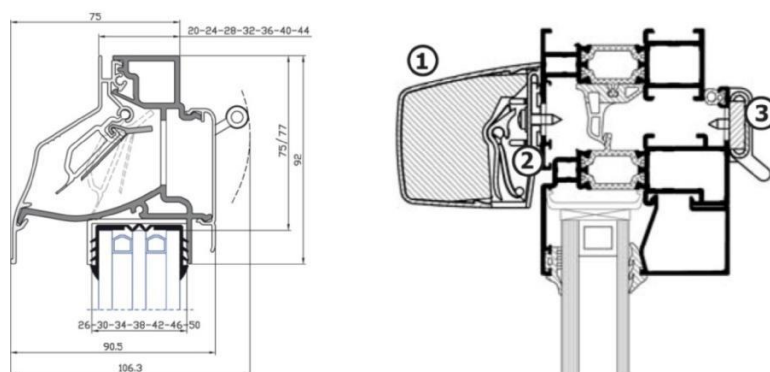


**Figura 2.21** - Bilanciamento (a sinistra) e sbilanciamento (a destra) delle portate di aria in abitazioni collettive con e senza dispositivi di controllo della portata [Aereco]

Si tratta quindi di adottare soluzioni che permettano il controllo e la regolazione della portata di aria in ingresso. Sul mercato sono disponibili diversi prodotti che si differenziano per principio di funzionamento: dispositivi con regolatori autoazionati, igrosensibili o ad attuatori elettrici per serramenti.

#### *Dispositivi con regolatore auto azionato*

Questa soluzione permette di mantenere un ingresso di aria a portata costante, entro i limiti imposti dai produttori, solitamente posizionati a livello di infisso. Il principio di funzionamento è molto semplice: una aletta autoregola la propria posizione riducendo o aumentando la sezione di passaggio dell'aria in funzione della pressione esterna indotta dal vento. (Figura 2.22)



**Figura 2.22** - Dispositivi di ingresso dell'aria con regolatori auto azionati [Renson]

### *Attuatori elettrici e a cremagliera per infissi*

Questi dispositivi (Figura 2.23) permettono l'apertura di finestre e lucernari per l'ingresso e l'espulsione di aria: vengono utilizzate catene o cremagliere che possono essere comandate anche da centraline wireless ed essere dotate di sensori di temperatura, pioggia o vento al fine di poterle programmare per le proprie specifiche esigenze.

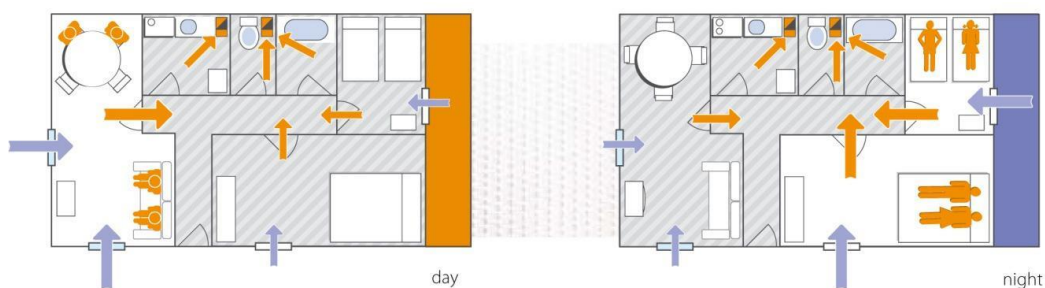


**Figura 2.23** - Attuatori elettrici a catena o cremagliera per infissi [Fonte: D+H]

### *Dispositivi igrosensibili*

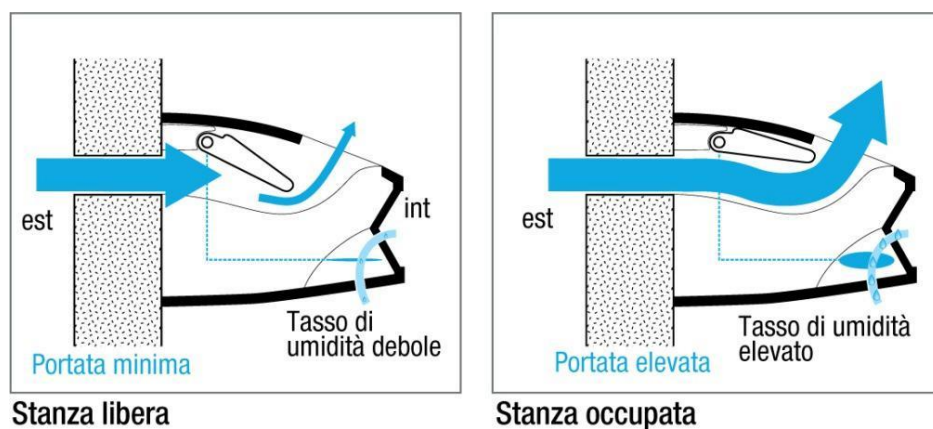
Tali apparecchiature hanno l'obiettivo di permettere l'ingresso o l'uscita di aria in funzione dell'umidità relativa interna degli ambienti: in questo modo è possibile ventilare le stanze occupate e limitare le portate negli ambienti meno o del tutto non occupati. All'interno di un alloggio avremo quindi un comportamento diverso tra il giorno e la notte.





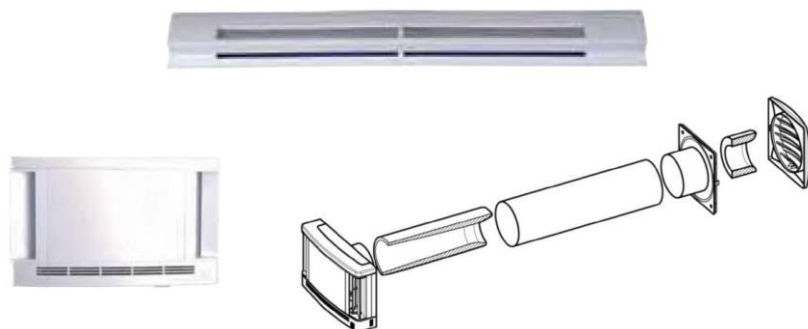
**Figura 2.24** - Funzionamento diurno e notturno di un sistema di ventilazione naturale dotato di ingressi di aria igrosensibili [Aereco]

Durante il giorno l'aria viene richiamata dalla zona maggiormente occupata (il soggiorno) nella quale gli abitanti fanno aumentare l'umidità relativa, mentre di notte l'aria è richiamata nelle camere da letto. Dal punto di vista tecnologico questi dispositivi sono costituiti da una membrana o un fascio di fili di polimero che modifica la sua dimensione in funzione dell'umidità relativa interna a cui è esposta. Contraendosi e riducendosi (variazioni di 2-5 mm/m ogni variazione di 10% di umidità relativa) questa membrana agisce su un meccanismo che controlla e regola la posizione di un'aletta per il passaggio dell'aria (Figura 2.25).



**Figura 2.25**- Principio di funzionamento dei dispositivi igrosensibili [Aldes]

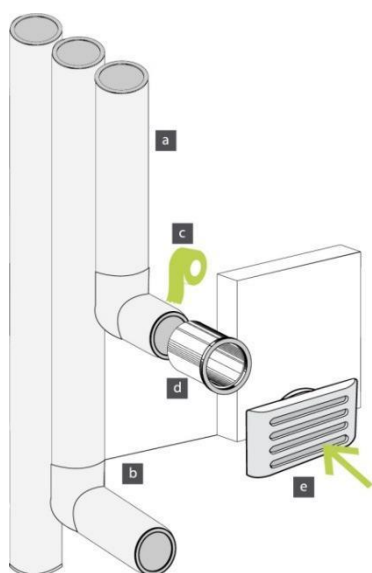
In Figura 2.26 vengono riportate alcune immagini di bocchette di immissione di aria disponibili sul mercato.



**Figura 2.26** - Dispositivi di immissione igroregolabili per installazione a infisso (in alto) e a muro (in basso) e spaccato assonometrico con i vari componenti per installazione a muro [Aldes]

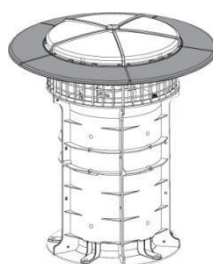
### *Rete di estrazione*

La rete di estrazione è costituita dai componenti visibili in Figura 2.27: in particolare i condotti devono essere dimensionati in base ai dispositivi di estrazione dell'aria. L'aria "viziata" viene quindi espulsa a tetto, dove è possibile utilizzare particolari torrini con basse perdite di carico.



Legenda:

- a. condotti rigidi
- b. raccordi rigidi a 90°
- c. nastro di tessuto adesivo
- d. manicotto
- e. griglia di estrazione

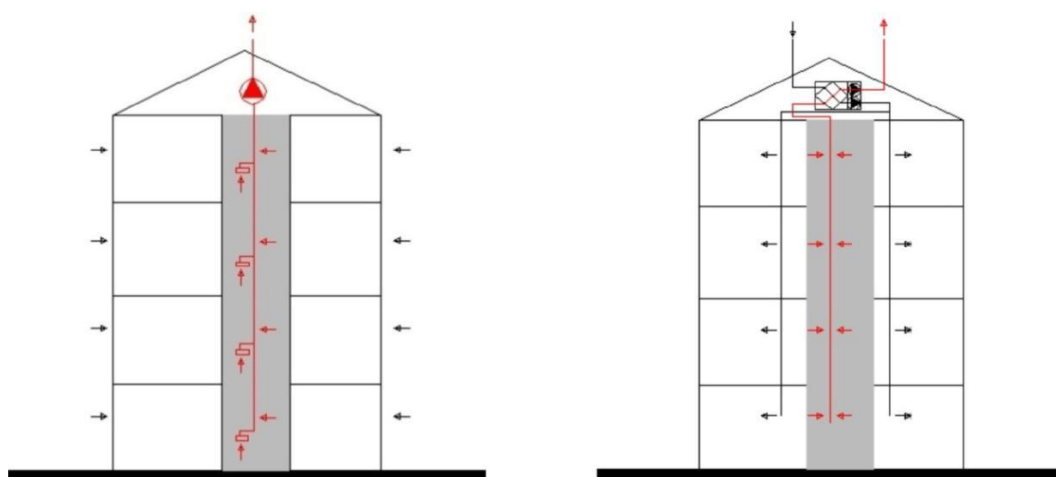


**Figura 2.27** - Componenti della rete di estrazione e torrino per installazione a tetto [Aereco]

### 2.2.5 Ventilazione meccanica

Con questa tecnica il ricambio di aria necessario degli ambienti è garantito attraverso una rete impiantistica cui fa capo uno o più ventilatori per la movimentazione meccanica dell'aria. Il principio fondamentale della ventilazione meccanica consiste nell'immissione di aria pulita di rinnovo negli ambienti della casa in cui l'uomo spende la maggior parte del proprio tempo (soggiorno e camere da letto) ed estrarre aria "viziata" dai locali cosiddetti "sporchi" (bagni e cucine) nei quali è notevole la produzione di vapore acqueo e CO<sub>2</sub>.

Esistono sostanzialmente due tipologie di impianti che si differenziano per la dimensione delle reti aerauliche: sistemi a semplice estrazione e a flusso bilanciato (Figura 2.28). I primi sono caratterizzati dalla sola rete di estrazione con il ventilatore che, creando una depressione con l'aspirazione, richiama aria di rinnovo che viene fatta entrare attraverso appositi dispositivi installati solitamente negli infissi. I sistemi a flusso bilanciato, invece, necessitano anche di una rete di immissione, per cui risulta di più complessa realizzazione; hanno però il vantaggio di poter recuperare il calore dall'aria estratta, prima di essere re-immessa negli ambienti attraverso i recuperatori di calore, che contribuiscono in maniera notevole al risparmio energetico.



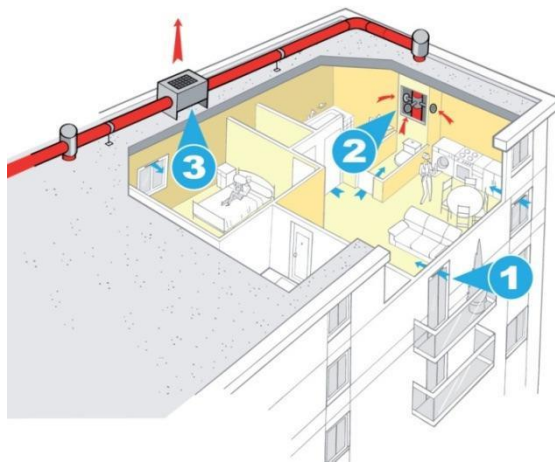
**Figura 2.28** - Schema di ventilazione meccanica a semplice estrazione (a sinistra) e a destra a flusso bilanciato [CEN TR 14788]

In generale i sistemi di ventilazione meccanica possiedono il grande vantaggio, a differenza delle tecniche di ventilazione naturale, di poter avere un controllo sulle portate di aria (costanti o variabili a seconda dell'impianto); ciò risulta molto utile per

l'abbattimento dei contaminanti *indoor* ed evitare la formazione di muffe garantendo l'immissione di aria pulita e filtrata.

#### 2.2.5.1 Sistemi di ventilazione meccanica a semplice estrazione

Si tratta del sistema più semplice ed immediato di ventilazione meccanica: l'estrazione avviene mediante ventilatori che aspirano aria richiamandola da appositi ingressi.



1. Dispositivi di ingresso aria
2. Bocchette di estrazione aria
3. Ventilatore di estrazione

**Figura 2.29** - Sistema di ventilazione meccanica a semplice flusso per abitazioni collettive [Aldes]

In Figura 2.29 è visibile un esempio di tale sistema per abitazioni collettive: lo schema è analogo per abitazioni individuali.

Esistono due tipologie principali:

- Sistemi a portata fissa
- Sistemi a portata variabile

Nel primo caso la portata d'aria è costante grazie all'adozione di dispositivi di regolazione auto-azionati che possono essere installati a livello di cassonetto o di infisso.

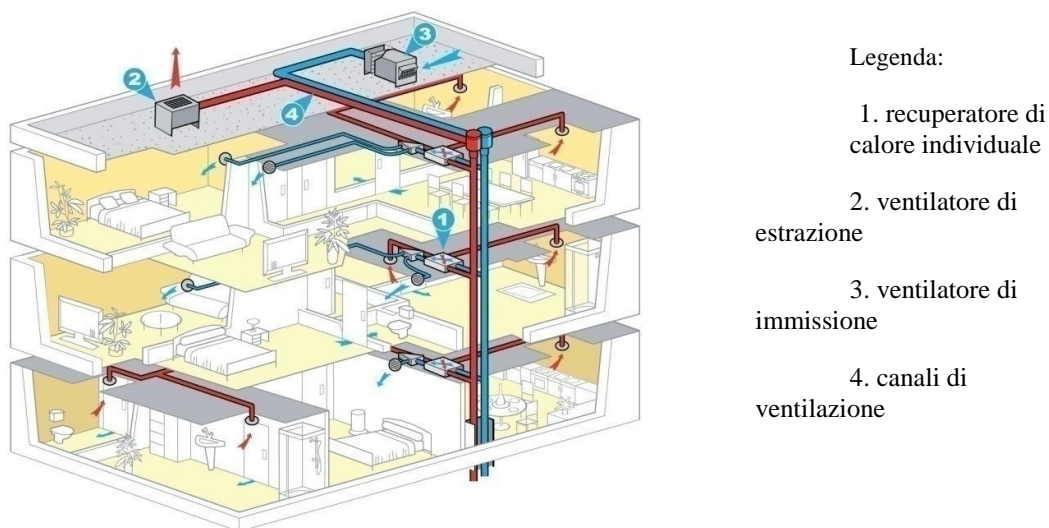
La variabilità della portata è garantita, nel secondo caso, con il controllo della velocità del ventilatore che può avvenire o manualmente, collegandolo ad esempio con un interruttore (molto spesso nei bagni è associato all'interruttore della luce) o automaticamente, utilizzando dei sensori di umidità, CO<sub>2</sub>, particolari inquinanti; un esempio è costituito dagli ingressi di aria igroregolabili, che lavorano in funzione dell'umidità relativa interna.

### 2.2.5.2 Sistemi di ventilazione meccanica bilanciata

I sistemi di ventilazione meccanica bilanciata differiscono da quelli a semplice estrazione per la presenza di una doppia rete aeraulica: una per l'aria di rinnovo da immettere nei soggiorni e nelle camere da letto e una rete per l'estrazione che avviene nei bagni e nelle cucine, ciascuna con il proprio ventilatore. Il termine "bilanciata" indica una equivalenza tra la portata di immissione e quella di estrazione, anche se nella pratica si mantiene l'intero alloggio in leggera sovrappressione per evitare l'ingresso di eventuali odori o inquinanti dall'esterno.

Le migliori *performance* di questo sistema si raggiungono con l'introduzione nell'impianto di un recuperatore di calore, statico o termodinamico. Negli ultimi tempi si stanno diffondendo i cosiddetti sistemi SRHR (*Single Room Heat Recovery*) che evitano la posa di reti aerauliche con recupero di calore per singolo ambiente.

In Figura 2.30 è riportato lo schema di un impianto di VMC bilanciato semicentralizzato per abitazioni collettive: si utilizzano ventilatori centralizzati e recuperatori di calore individuali per evitare "furti di calore" nel caso questi ultimi fossero centralizzati, da parte di appartamenti non riscaldati. Analogo è lo schema per le abitazioni individuali.



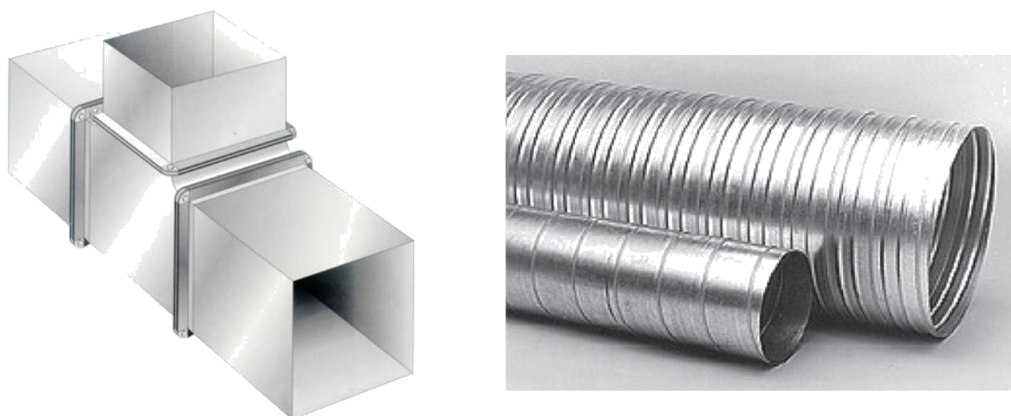
**Figura 2.30** - Schema di sistema di ventilazione meccanica bilanciata semicentralizzata per abitazioni collettive [Aldes]

### 2.2.5.3 Componenti dei sistemi di ventilazione meccanica

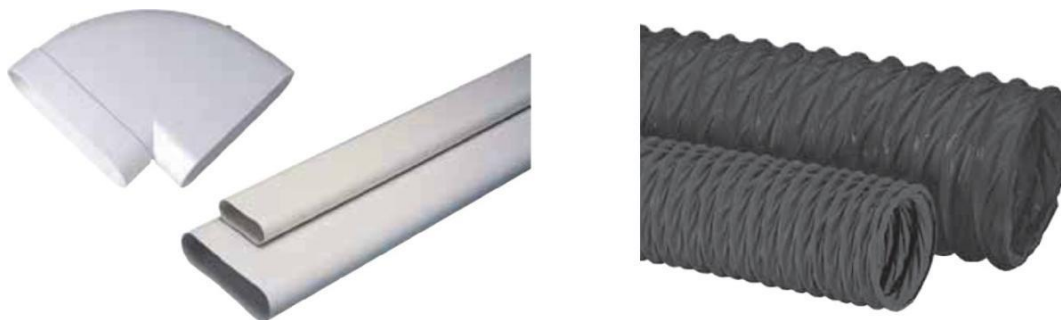
In questo paragrafo vengono descritti i principali componenti tecnologici dei sistemi di ventilazione.

#### *Condotti aeraulici*

La rete degli impianti di ventilazione è composta da canali a sezione variabile che possono essere realizzati in lamiera di acciaio zincato (a sezione rettangolare o circolare spiralata (Figura 2.31)), in PVC o con condotti flessibili (Figura 2.32).



**Figura 2.31-** Canali in lamiera zincata a sezione rettangolare e circolare spiralata [TuboSystem]



**Figura 2.32 -** Canali in PVC e flessibili [Aldes]

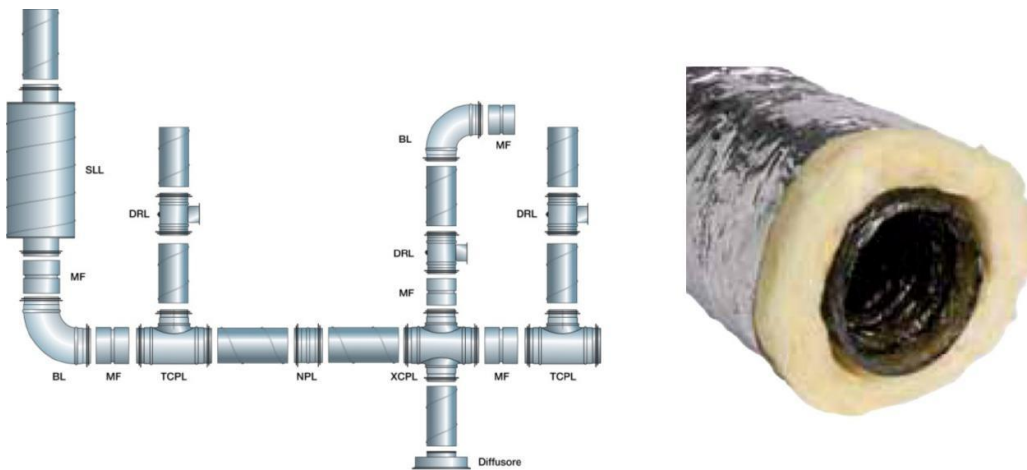
Nel caso di ridotto spazio a disposizione per la posa in opera dei canali (ad esempio per ristrutturazioni) sono disponibili sul mercato condotti di sezione ovale schiacciata realizzati solitamente in PVC o in acciaio zincato spiralato (Figura 2.33), per installazione in controsoffitti o nello spessore dei divisori.



**Figura 2.33** - Canali di acciaio zincato ovali spiralate [TuboSystem]

In fase di progettazione è importante contenere le velocità dell'aria nei condotti per evitare problemi di rumore, valutare le perdite di carico, prevedere tutti gli accessori

Per una corretta installazione della rete (guarnizioni, curve, raccordi, riduzioni, staffe) nonché l'eventuale coibentazione di alcuni tratti dell'impianto (Figura 2.34).



**Figura 2.34** - Schema di montaggio di una rete a condotti circolari spiralati [TuboSystem]

### *Ventilatori*

I ventilatori hanno il compito di movimentare l'aria all'interno dei canali, fornendole l'energia necessaria per vincere le perdite di carico generate dai canali (distribuite e concentrate) e dai terminali di immissione ed estrazione.

Esistono due tipologie principali, centrifughi e assiali che si differenziano essenzialmente per la direzione del flusso attraverso la girante (Figura 2.35).





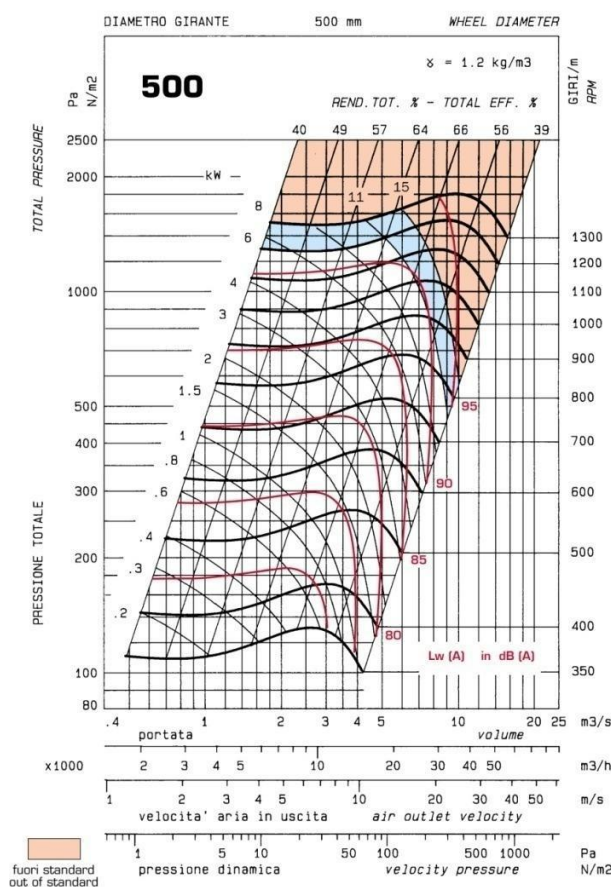
**Figura 2.35** - Ventilatore centrifugo e assiale [SystemAir]

Il ventilatore assiale è fondamentalmente simile alle pale di un aereo. L'aria immessa ha direzione parallela all'asse di rotazione e in uscita viene scaricata dalla pala su tutta la sua lunghezza mentre nel ventilatore centrifugo tutta l'aria viene espulsa dal centro verso l'esterno (appunto in maniera centrifuga).

Dal punto di vista prestazionale i ventilatori centrifughi movimentano portate d'aria moderate ma con pressioni statiche alte mentre quelli assiali muovono grandi portate d'aria ma con bassi valori di pressione statica. Nelle applicazioni di impianti di ventilazione per edifici residenziali sono utilizzati solitamente i ventilatori centrifughi.

Le prestazioni di un ventilatore possono essere efficacemente lette su un diagramma attraverso la curva caratteristica (Figura 2.36). Sull'asse delle ascisse è indicata la portata di aria mentre sulle ordinate la pressione totale (in altri casi si può avere la pressione statica, il rendimento, la potenza meccanica assorbita, ecc.). È possibile individuare sulla curva caratteristica un punto che corrisponde al rendimento massimo del ventilatore in corrispondenza del quale, oltre al minore assorbimento di potenza, si assiste al più basso livello di emissione sonora, valutato in dB(A).





**Figura 2.36** - Diagramma pressione-portata per ventilatore centrifugo [Aspirnova]

Il produttore dichiara un *range* di funzionamento soddisfacente del ventilatore: è visibile in figura un'area colorata in rosa che raccoglie punti in cui il ventilatore possiede caratteristiche insoddisfacenti dal punto di vista del rendimento, dei costi e della rumorosità. In Figura 2.36 sono riportati altri parametri: la prevalenza, il rendimento e la velocità di rotazione.

La prevalenza è la somma della pressione statica e dinamica. La pressione statica ( $p_s$ ) è l'energia potenziale utilizzata per poter vincere le resistenze opposte dalla rete al passaggio dell'aria. La pressione dinamica ( $p_d$ ) è invece l'energia cinetica che possiede l'aria in movimento e dipende dalla velocità del fluido che esce dalla girante.

Il rendimento rappresenta il rapporto tra l'energia fornita dal ventilatore all'aria e l'energia necessaria per azionare il ventilatore. A tal proposito si sottolinea come gli assorbimenti elettrici dei motori, per impianti a singoli alloggi, siano molto contenuti, variando tra pochi a un centinaio di Watt.

La velocità di rotazione della girante è indicata in numero di giri al minuto.

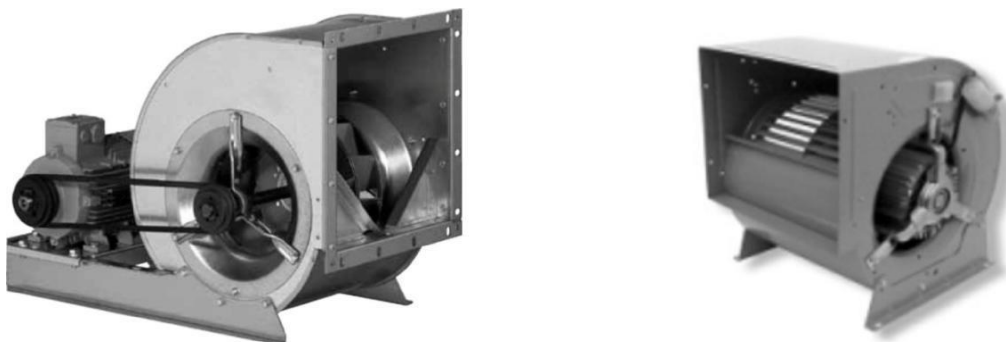
I ventilatori si compongono di diverse parti: la girante, la cassa esterna, il basamento, la trasmissione e gli organi di regolazione.

La girante è dotata di pale, disponibili in tipologie differenti:

- Pale curve rovesce
- Pale curve avanti
- Pale diritte (radiali)

L'ultimo tipo di girante possiede il rendimento più basso ed è utilizzato quando si devono far passare attraverso il ventilatore delle polveri, ad esempio in applicazioni industriali; la costruzione delle pale è tale da impedire il deposito dei materiali solidi e la conseguente sbilanciatura della girante. Le pale rovesce possiedono il miglior rendimento ma con macchine più ingombranti e vengono perciò utilizzate quando il costo di esercizio è più importante di quello di installazione, cioè quando la macchina è sempre in funzione. Inoltre per questo tipo di giranti la potenza assorbita dopo il punto di massimo rendimento tende a diminuire con l'aumentare della portata, cosa che non avviene con le pale in avanti. Le pale curve avanti risultano essere vantaggiose per minore ingombro, minor peso (quindi minor costo), minore velocità delle pale (quindi minor rumore) quindi per le piccole installazioni quando il costo iniziale è preponderante rispetto a quello di esercizio. Il basamento del ventilatore deve essere montato su supporti antivibranti per evitare la trasmissione di vibrazioni, soprattutto se installato in locali sottotetto o in copertura.

La girante è collegata ad un motore elettrico tramite trasmissione a cinghia o in maniera diretta (Figura 2.37).



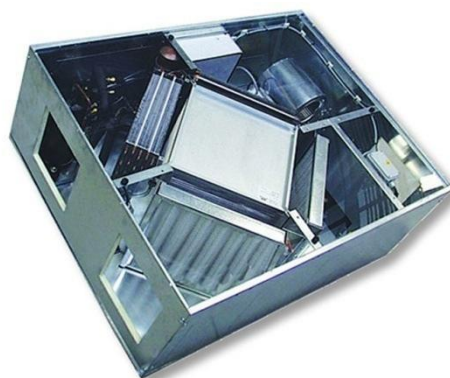
**Figura 2.37** - Ventilatore centrifugo con trasmissione a cinghia e ad accoppiamento diretto [Nicoitra]

Tra i motori di nuova generazione si trovano i motori EC che, grazie al sistema di commutazione elettronica, assicurano il funzionamento ottimale di tutti i componenti garantendo un notevole risparmio di energia: la loro applicazione principale sono i sistemi di ventilazione a servizio dei locali igienici degli alberghi, caratterizzati da una notevole variabilità dei carichi nel tempo.

#### *Recuperatore di calore*

*“Il recuperatore di calore è uno scambiatore di calore o una combinazione di scambiatori di calore, che permette un trasferimento di calore e, in alcuni casi, di umidità tra il flusso di aria di scarico ed il flusso di aria di alimentazione, sotto l'azione di una differenza tra i livelli di temperatura e di umidità. Il recuperatore di calore è generalmente installato in alloggiamenti con adeguati collegamenti ai condotti dell'aria.”*

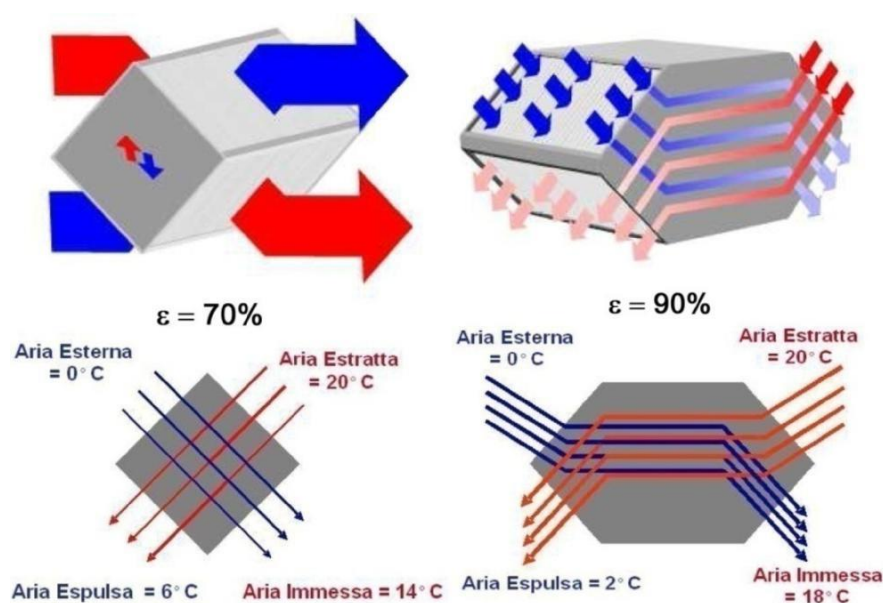
Questa è la definizione di recuperatore di calore secondo la norma UNI EN 308:1998, che riguarda i metodi di prova per stabilire le prestazioni dei recuperatori aria-aria. I principali recuperatori utilizzati in campo residenziale sono del tipo a piastre in alluminio, statici, quindi senza parti in movimento. Il funzionamento è molto semplice: il flusso di aria di rinnovo e di quella di espulsione, all'entrata nel recuperatore vengono suddivisi in passaggi (adeguatamente sigillate per evitare contaminazioni tra i flussi) compresi tra due piastre che portano rispettivamente aria calda e aria fredda. In Figura 2.38 è visibile un recuperatore a cui è stato tolto il coperchio superiore mostrando la parte centrale con le piastre, cuore del recuperatore.



**Figura 2.38** - Recuperatore di calore a piastre [Aermec]

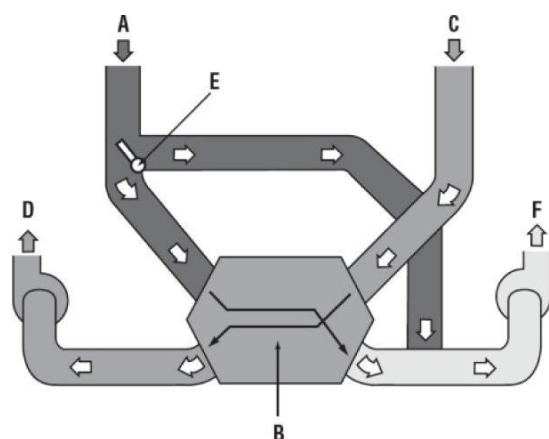
Il parametro che caratterizza le prestazioni di un recuperatore è l'efficienza che può essere riferita al calore sensibile, all'entalpia o all'umidità ed è definita come il

rapporto tra il flusso termico scambiato tra le due correnti e il massimo flusso termico scambiabile tra esse a parità di temperature di ingresso dei fluidi. L'efficienza è quindi un parametro che dipende dalle portate e dalle temperature in gioco per cui risulta variabile durante l'anno. A seconda della dimensione dello scambiatore i recuperatori si dividono in due tipologie: a flussi incrociati e controcorrente. Si differenziano essenzialmente per forma ed efficienze: i recuperatori a flussi incrociati hanno forma quadrata e efficienze tra il 50 e il 70%. I recuperatori controcorrente hanno forma esagonale, e possono raggiungere anche efficienze superiori al 90%. (Figura 2.39)



**Figura 2.39** – Recuperatori a flussi incrociati e controcorrente [Recuperator]

Il vantaggio del recupero di calore è indubbio nel periodo invernale; potrebbe essere invece controproducente nel periodo estivo in quanto si preferirebbe avere immessa aria esterna senza essere preriscaldata. Per questo motivo è stato introdotto il by-pass che permette, in maniera automatica o manuale, di evitare che l'aria attraversi il recuperatore, rinfrescando i locali durante le ore notturne in estate (principio del *free-cooling* (Figura 2.40).

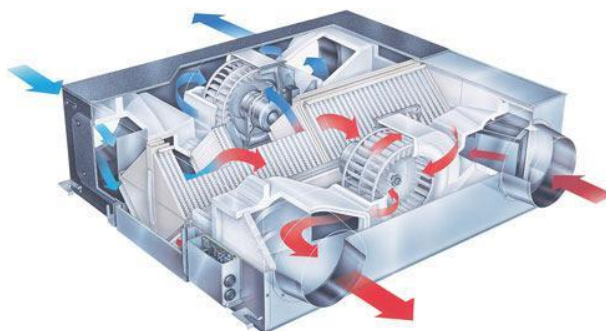


### Legenda

- A. Aria viziata estratta
- B. Scambiatore di calore
- C. Aria immessa nello scambiatore
- D. aria immessa negli ambienti
- E. By-pass
- F. Aria espulsa in atmosfera

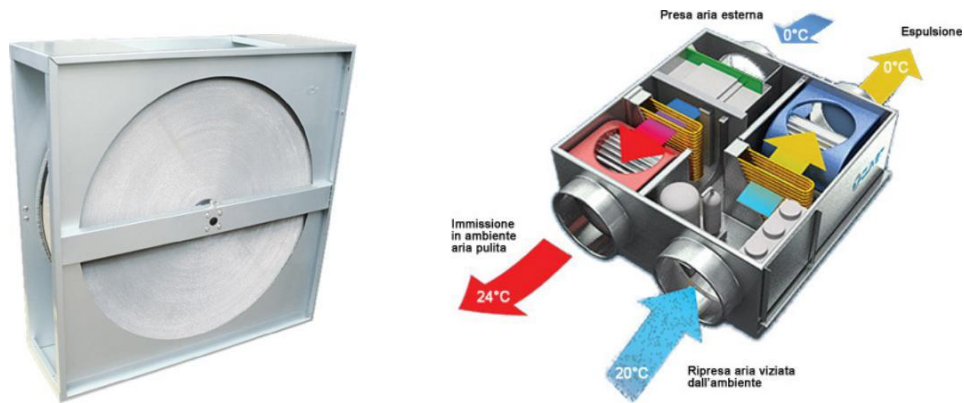
**Figura 2.40-** Schema di funzionamento del by-pass (Fonte: Zehnder)

Attraverso l'utilizzo di speciali setti divisorii nello scambiatore costituiti da una speciale carta trattata che consente la migrazione di vapore acqueo (dal lato con maggiore a quello con minore umidità), è possibile il recupero di calore totale, sensibile e latente, rimanendo al contempo in dimensioni uguale ai recuperatori di solo calore sensibile (Figura 2.41).



**Figura 2.41 -** Recuperatore di calore sensibile e latente (Fonte: Mitsubishi Electric)

Tra le altre tipologie di recuperatori si ricordano quello rotativo e quello termodinamico. Il recuperatore di tipo rotativo (Figura 2.32 a sinistra) è costituito da un rotore realizzato in lamiera pieghettata a cui, nella rotazione, l'aria espulsa cede il proprio calore che viene, nel suo movimento ceduto a sua volta all'aria di rinnovo e così via. Il recuperatore di calore termodinamico (Figura 2.42 a destra) include al suo interno una pompa di calore che permette di preriscaldare l'aria ad una temperatura superiore a quella ambiente.



**Figura 2.42** - Recuperatore rotativo [Recuperator] e recuperatore termodinamico [Clivet]

### 2.2.6 Ventilazione ibrida

I sistemi di ventilazione ibrida, come sottolinea il nome stesso, sono caratterizzati dall'associazione dei principi della ventilazione naturale con quelli della ventilazione meccanica; grazie a dispositivi di controllo automatico è possibile usufruire dell'una o dell'altra tecnica. Esistono diverse tipologie di utilizzo:

- Ventilazione naturale e meccanica in mutua esclusione: il sistema di controllo sceglie in automatico la tecnica di ventilazione migliore da utilizzare in base alle condizioni al contorno (temperatura, occupazione, stagione)
- Ventilazione naturale assistita: l'impianto di ventilazione naturale è affiancato da una rete di estrazione o immissione
- Ventilazione meccanica assistita: gli impianti meccanici di ventilazione utilizzano le componenti naturali al fine di contenere i consumi energetici.

## 2.3 Unità trattamento aria

Le macchine di trattamento aria, dette anche unità di trattamento aria (u.t.a.) o centrali di trattamento aria (c.t.a.), sono utilizzate negli impianti di ventilazione con lo scopo di filtrare, riscaldare, raffreddare, umidificare e deumidificare l'aria da immettere negli ambienti. Quest'aria può provenire totalmente dall'esterno oppure essere in parte ricircolata, vedi Figura 2.43.





**Figura 2.43** – Centrale di trattamento aria

### *2.3.1 Le sezioni dell'UTA*

Queste macchine sono costituite da un telaio portante in profilati di alluminio giuntati con angolari anch'essi di alluminio. I pannelli di tamponamento, fissati al telaio mediante viti autofilettanti, sono costruiti tipo sandwich, ovvero una doppia pannellatura in lamiera zincata o plastificata all'esterno e lamiera zincata all'interno, con interposto poliuretano rigido a lastre ad alta densità utilizzata allo scopo di isolare la macchina sia termicamente che acusticamente. Fra i pannelli di chiusura e i profilati della struttura portante viene anche interposta una guarnizione di neoprene per assicurare una perfetta tenuta dell'aria. Le unità di trattamento aria sono generalmente suddivise in sezioni ognuna delle quali assolve a uno specifico compito anche se, in realtà, tale suddivisione è più che altro una necessità legata a esigenze di trasporto e posa in opera. Al fine di agevolare l'accesso alle parti interne ogni sezione è dotata di portina di accesso articolata con cerniere e maniglie.

Varie sono le sezioni che possono comporre una macchina di trattamento aria anche se, alcune di esse, sono sempre presenti nelle varie configurazioni.

#### SEZIONI VENTILANTI

Le sezioni ventilanti, vedi Figura 2.44, per esempio sono costituite da ventilatori a doppia aspirazione con giranti a pale in avanti per basse e medie pressioni e giranti a pale rovesce per unità a media/altra pressione. I motori elettrici, montati normalmente all'interno su appositi supporti tendi-cinghie a slitta, chiusi, ventilati dall'esterno. Ventilatori e motori vengono montati su unico basamento fissato alla struttura mediante supporti antivibranti a molla o in gomma opportunamente

dimensionati. La trasmissione motore/ventilatore viene realizzata mediante cinghie trapezoidali di gomma e pulegge in alluminio o ghisa equilibrate staticamente e dinamicamente.



**Figura 2.44** – Sezione ventilante

## SEZIONI DI ASPIRAZIONE ED ESPULSIONE

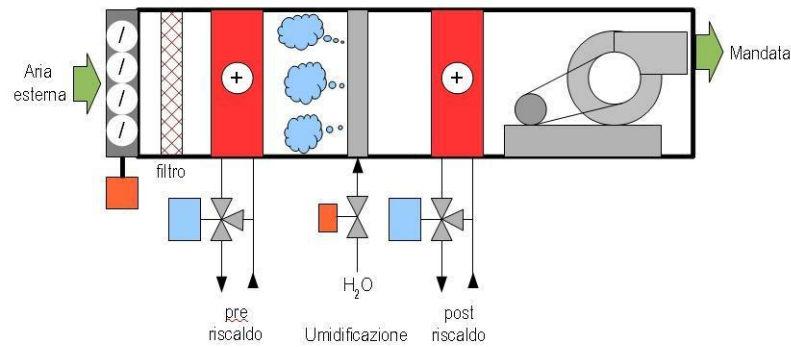
Le sezioni di aspirazione, a seconda che l'aria da trattare sia tutta esterna o parzialmente ricircolata, possono essere costituite da una, due o tre *serrande*. Le serrande sono organi meccanici essenzialmente costituiti da un telaio in alluminio e da alette multiple anch'esse in alluminio operanti a contrasto e ruotanti su ruote dentate in PVC. Le serrande possono essere comandate manualmente oppure predisposte per un comando motorizzato.



**Figura 2.45** – Posizionamento serranda



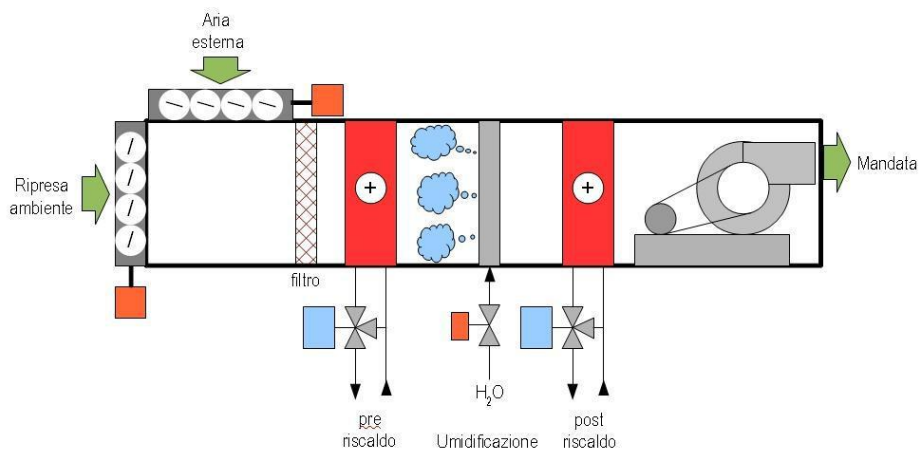
Nel caso in cui l'aria da trattare provenga totalmente dall'esterno, le sezioni di aspirazione sono spesso abbinate a un *plenum*, ovvero una sezione posta prima del ventilatore e dotata di serranda idonea a fornire il 100% della portata d'aria prevista, vedi Figura 2.46. Nel plenum la serranda può avere un posizionamento frontale, superiore, laterale o inferiore.



**Figura 2.46** – CTA ad aria primaria

Nel caso invece in cui l'aria da trattare sia un po' esterna e un po' ripresa dall'ambiente al posto del plenum si utilizza una *camera di miscela*, usata proprio per la miscelazione dei due flussi d'aria prima dei trattamenti termo igrometrici. Tale camera è provvista di due serrande, poste su facce diverse della camera e idonee nel loro complesso, al passaggio del 100% della portata d'aria prevista.

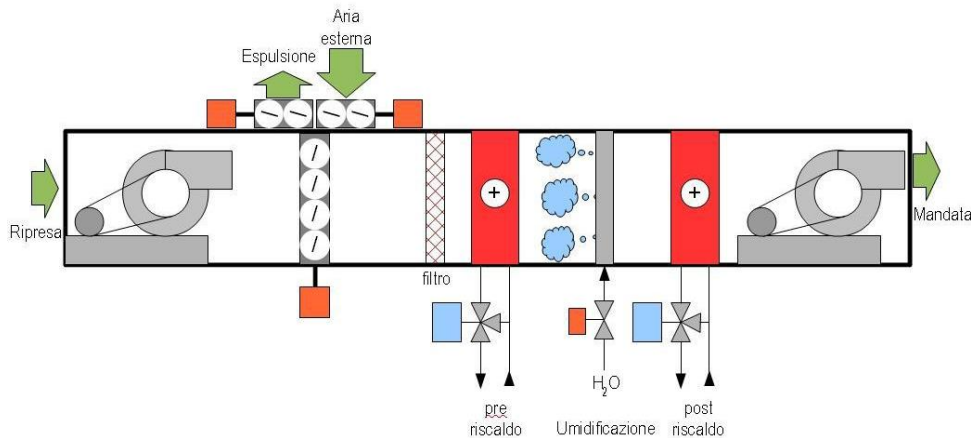
Quando la macchina di trattamento è corredata della sezione di miscela per l'espulsione si usa un ventilatore a se stante che, separato completamente dalla u.t.a. ha facoltà di estrarre l'aria dall'ambiente da servire.



**Figura 2.47** – CTA con ripresa di aria esterna

Una terza versione prevede l'esistenza di una sezione detta di aspirazione/miscela ed espulsione. Questa sezione di centrale è dotata di tre serrande motorizzabili che hanno facoltà rispettivamente di aspirare aria esterna, espellere quella estratta dall'ambiente e di miscelare le due (parte di quella esterna e parte di quella recuperata). Il movimento delle prime due rispetto alla terza è opposto nel senso che quando le prime due saranno aperte al 100% quella di miscela sarà completamente chiusa e viceversa.

Un'unità di trattamento aria con tre serrande è raffigurata nella Figura 2.48.



**Figura 2.48** – CTU con tre serrande: aria esterna/espulsione/miscela

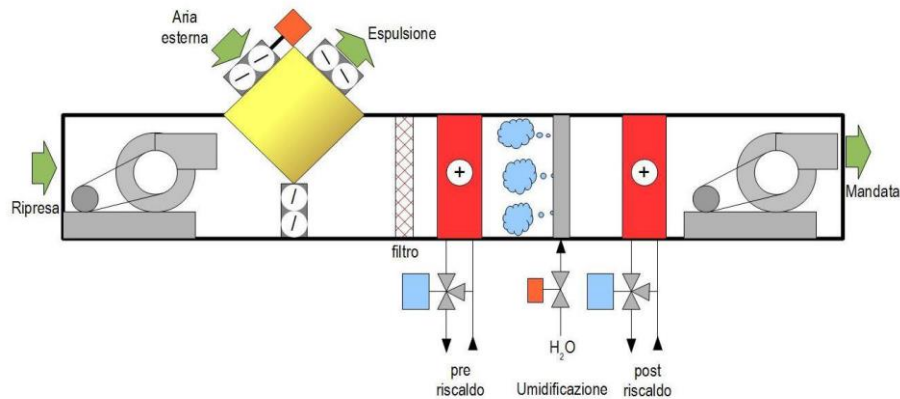
## SEZIONI DI RECUPERO CALORE

La sezione di recupero calore, costituita da un recuperatore di tipo statico a flussi incrociati (vedi Figura 2.49), ha facoltà come suggerisce il suo nome, di recuperare dall'aria espulsa parte del suo calore che altrimenti andrebbe perso. Il recuperatore è detto statico perché non ha parti in movimento ed è chiamato a flussi incrociati perché le due vene d'aria che scorrono al suo interno si lambiscono, senza naturalmente miscelarsi, formando una croce.



**Figura 2.49** – Recuperatore a flussi incrociati

Schematicamente una centrale di trattamento aria dotata di recuperatore statico a flussi incrociati potrebbe essere rappresentata come nella figura seguente.



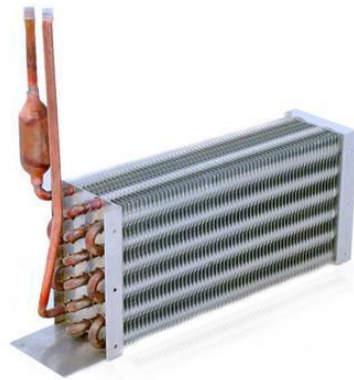
**Figura 2.50** – Centrale di trattamento aria con recuperatore a flussi incrociati

## SEZIONI BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO

La sezione contenente le batterie di scambio termico è quella che ha il compito di trasferire oppure sottrarre calore alla massa d'aria aspirata, vedi Figura 2.41. Tale trasferimento si realizza con l'utilizzo di batterie alettate, ovvero organi meccanici senza alcuna parte in movimento, costituite essenzialmente da tubi in rame accoppiati ad alette di alluminio: nei tubi scorre acqua calda o refrigerata, tra le alette invece scorre l'aria da riscaldare o raffreddare.

Il particolare procedimento costruttivo delle batterie fa sì che tra tubi di rame ed alette di alluminio si realizzi un perfetto contatto e la minima resistenza al flusso di calore. Inoltre la speciale ondulazione con cui sono conformate le alette stesse conferisce a esse rigidità, creando nel flusso dell'aria in transito, una turbolenza controllata che aumenta il coefficiente di scambio termico tra l'aria e l'aletta stessa.

Caratteristica peculiare di questo tipo di batterie di scambio termico è il *numero di ranghi*, cioè le file parallele di tubi in rame che di fatto ne determinano la larghezza ed il *passo alette*, cioè la distanza tra un'aletta e l'altra che determina, da un lato, la bontà dello scambio termico e dall'altro, una fonte di perdita di carico.

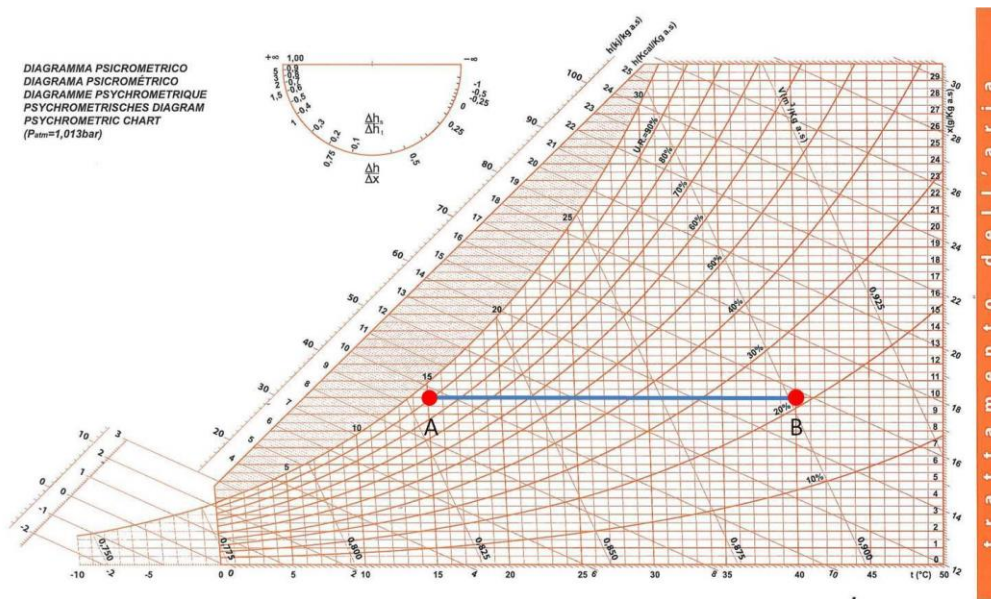


**Figura 2.51** – Batteria alettata di scambio

Quando nella batteria di scambio ci passa anche acqua refrigerata allora deve essere dotata anche di una vasca di acciaio inox per la raccolta della condensa.

Esempi di trattamenti effettuabili con le batterie sono il riscaldamento, il raffreddamento senza deumidificazione e quello con deumidificazione.

*Il trattamento di riscaldamento:*

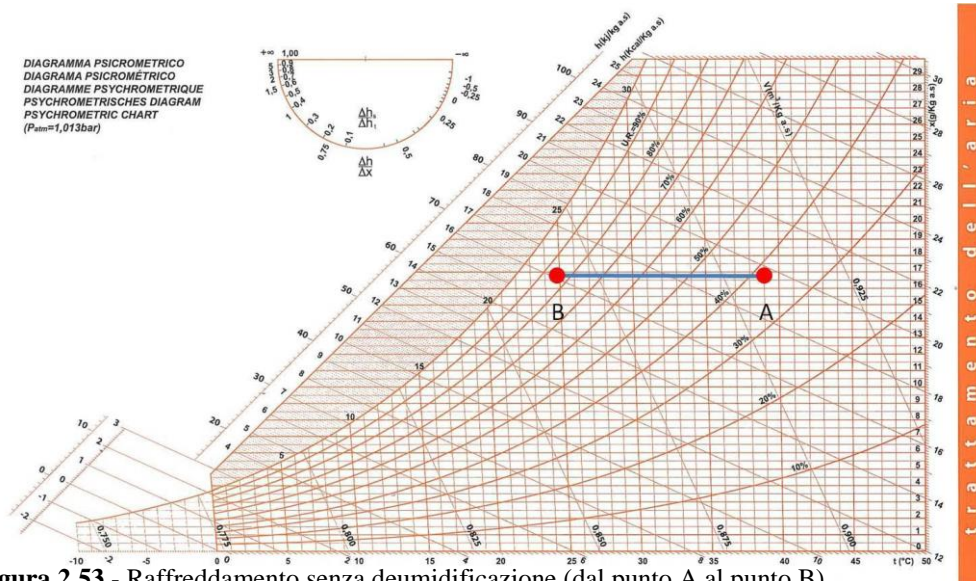


**Figura 2.52** - Riscaldamento (dal punto A al punto B)

Il *raffreddamento senza deumidificazione* si ha quando la temperatura della batteria fredda è superiore alla temperatura di rugiada dell'aria trattata, non avviene sulla batteria alcuna condensazione: la batteria sottrae all'aria soltanto calore sensibile.

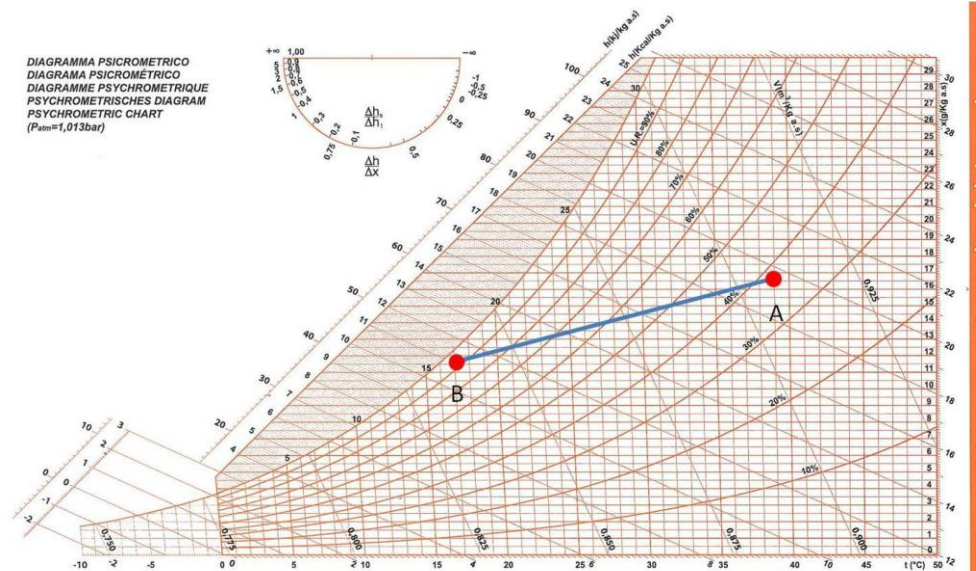


Con “temperatura della batteria” si intende indicare la temperatura media della superficie delle alette che con buona approssimazione vale:  $T_{batteria} = (T_{uscita\ acqua} - T_{ingresso\ acqua})/2 + 1^\circ\text{C}$ .



**Figura 2.53** - Raffreddamento senza deumidificazione (dal punto A al punto B) .

Per ottenere il trattamento di raffreddamento con deumidificazione è necessario che la temperatura della batteria sia inferiore alla temperatura di rugiada relativa all'aria da trattare. In tal modo, parte dell'umidità contenuta nell'aria condensa sulle alette della batteria fredda e si ottiene, così, la deumidificazione (vedi Figura 2.54).



**Figura 2.54** – Raffreddamento con deumidificazione (dal punto A al punto B) .

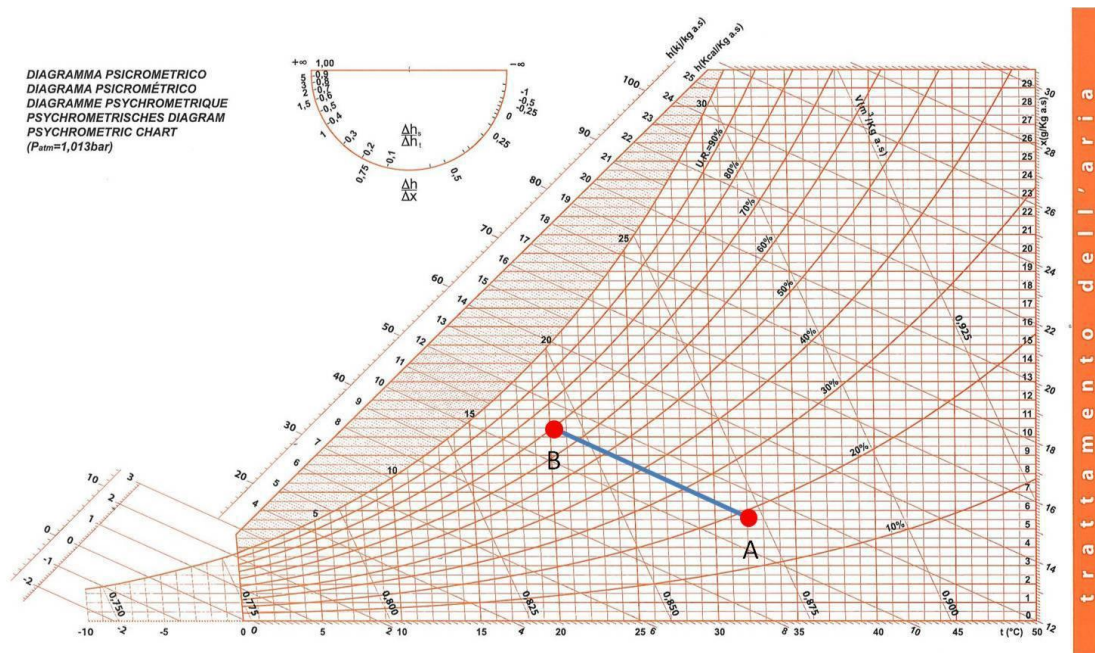
## SEZIONI DI UMIDIFICAZIONE

La sezione umidificazione è pensata, come dice la parola stessa, per aumentare il contenuto di umidità dell'aria da inviare in ambiente.

Le sezioni di umidificazione più utilizzate sono sostanzialmente di due tipi: ad acqua e a vapore. Nel primo caso dell'acqua viene spruzzata su un così detto *pacco evaporante*. L'aria, aspirata dal ventilatore, passa attraverso questo pacco, e in questo transito si porta via un po' di acqua, ovvero aumenta il suo contenuto igrometrico.

Con questo tipo di umidificazione l'acqua a regime si porta alla temperatura di bulbo umido dell'aria in ingresso e l'umidificazione avviene a bulbo umido costante, quasi isoentalpicamente. Ciò equivale anche a un raffreddamento (*adiabatico*) dell'aria stessa. Ciò comporta che è necessario operare un ulteriore riscaldamento dell'aria.

Nella realtà pratica comunque con l'umidificazione adiabatica non si arriva alla saturazione dell'aria, visto che l'umidificatore ha un'efficienza minore del 100% (l'*efficienza dell'umidificatore* è il rapporto tra il  $\Delta X$  realmente ottenuto e il  $\Delta X$  di saturazione). Il rendimento di un umidificatore dipende dalla sua geometria e dalla velocità dell'aria.



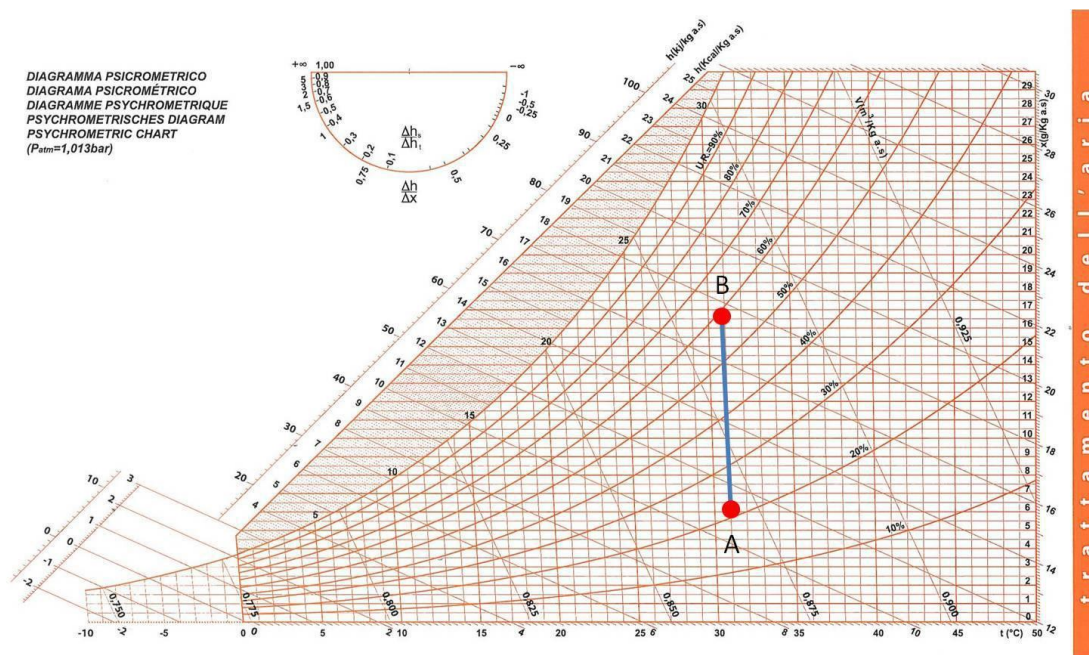
**Figura 2.55** - Umidificazione adiabatica (dal punto A al punto B)

Passiamo oltre e valutiamo un'altra distinzione tecnica: l'acqua che viene spruzzata sul pacco evaporante può essere a perdere oppure ricircolata. Nel primo caso l'acqua

spruzzata e non assorbita dall'aria viene poi smaltita, mentre nel secondo caso, viene riutilizzata per l'umidificazione più volte, a mezzo di una pompa che la ripesca da una vaschetta di raccolta. La prima soluzione è sicuramente da preferire dato che l'acqua ricircolata non è molto igienica perché nella vaschetta l'acqua potrebbe stazionare a lungo in condizioni particolarmente favorevoli alla proliferazione di germi e batteri.

Però, in ambito di igiene, la soluzione è quella che prevede l'utilizzo di vapore. In questi casi, un opportuno produttore di vapore, viene installato all'esterno della centrale di trattamento aria e ha facoltà di produrre vapore che poi sarà ceduto all'aria in transito all'interno della centrale stessa a mezzo di un *tubo diffusore* (detto anche *lancia di vapore*).

La soluzione con vapore non comporta alcun raffreddamento adiabatico come invece la soluzione con acqua, ma ugualmente occorre fornire l'energia (in questo caso elettrica) per la vaporizzazione dell'acqua.



**Figura 2.56** - Umidificazione a vapore (dal punto A al punto B)

### 2.3.2 La distribuzione dell'aria

I canali dell'aria, anche detti canalizzazioni aerauliche, sono la parte degli impianti di ventilazione, climatizzazione e condizionamento deputata al trasporto e alla distribuzione dell'aria preventivamente trattata in una c.t.a.



### 2.3.2.1 Tipologia di canalizzazioni

#### CANALI IN LAMIERA DI ACCIAIO

I canali dell'aria maggiormente installati sono senz'altro quelli in lamiera zincata, ovvero lastre di acciaio su cui è stato posato un sottile strato di zinco con la specifica funzione di proteggere la lamiera stessa dall'ossidazione e dalla corrosione.

Le canalizzazioni possono essere realizzate in diverse forme anche se la più utilizzata è quella rettangolare. In ogni caso, essendo la lamiera facilmente tagliata e modellata per creare ulteriori sagome ove necessario.

Molto importanti nella realizzazione di distribuzioni aerauliche sono i così detti *pezzi speciali*, ovvero accessori di montaggio che permettono cambi di direzione (i pezzi in questo caso sono proprio detti *curve*) o la suddivisione del flusso. Per esempio, una derivazione a due vie consente di dividere il flusso di aria in due diramazioni distinte.

Di solito le canalizzazioni aerauliche in lamiera sono rivestite con un isolante (tipicamente un materassino di lana di vetro). Ciò viene fatto sia al fine di ridurre le perdite di calore sia per evitare che l'umidità presente nell'aria esterna al canale possa condensare sulla superficie del canale stesso quando al suo interno scorre aria fredda.

#### CANALI IN ALLUMINIO PRE-ISOLATO

Un'alternativa ai canali in lamiera zincata è offerta dai così detti canali pre-isolati. Sono questi canali costruiti utilizzando pannelli sandwich costituiti da un componente isolante (di norma poliuretano espanso rigido) rivestito su entrambi i lati con lamine di alluminio.

Fra i vantaggi che offre questo sistema la semplicità di trasporto e di montaggio data la leggerezza del prodotto, nonché la facilità con cui si riesce realizzare i pezzi speciali sia in fabbrica ma anche, e soprattutto, sul cantiere.

Uno svantaggio invece è determinato dalla loro fragilità: basta un colpo neanche troppo forte per romperlo passando da parte a parte del pannello.

#### CANALI IN FIBRA TESSILE

Le canalizzazioni in fibra tessile sono realizzazioni in tessuto avente numerosissimi fori appositamente studiati per garantire una buona distribuzione ed evitare



stratificazioni. Per le loro caratteristiche costruttive si prestano a essere percorsi da aria a bassa velocità ciò che comporta un minimo impatto acustico.

Le canalizzazioni in fibra tessile, o anche dette in tessuto, si possono classificare in due sotto insiemi: canali circolari e canali semicircolari. I canali circolari, detti così perché quando sono percorsi dall'aria assumono forma circolare, sono perlopiù consigliati per l'installazione in ambienti voluminosi quali piscine o centri commerciali.

Hanno il vantaggio di essere convenienti da un punto di vista economico e semplici da installare. Hanno anche però un piccolo difettuccio: quando non ci passa l'aria dentro si “sgonfiano” risultando bruttini.

I canali semicircolari si distinguono da quelli circolari per il fatto che questi mantengono la loro forma anche quando non vi scorre l'aria dentro. Per tale caratteristica sono consigliati negli ambienti dove il fattore estetico giochi un ruolo importante.

### ***2.3.2.2 Componenti per la diffusione dell'aria***

#### *Generalità e classificazione*

Che cosa è una bocchetta? Che cosa è un diffusore? La bocchetta e il diffusore sono l'anello di congiunzione tra l'impianto e l'ambiente da climatizzare e pertanto non sono un puro e semplice elemento decorativo. La bocchetta e il diffusore hanno l'importante compito di distribuire l'aria in ambiente nel modo migliore possibile, evitando al contempo la presenza di zone “morte” ed effetti di stratificazione.

#### *Diffusione da parete*

Regina incontrastata di questa categoria è senz'altro la bocchetta, vedi Figura 2.57, storicamente il primo apparecchio usato per la diffusione dell'aria.

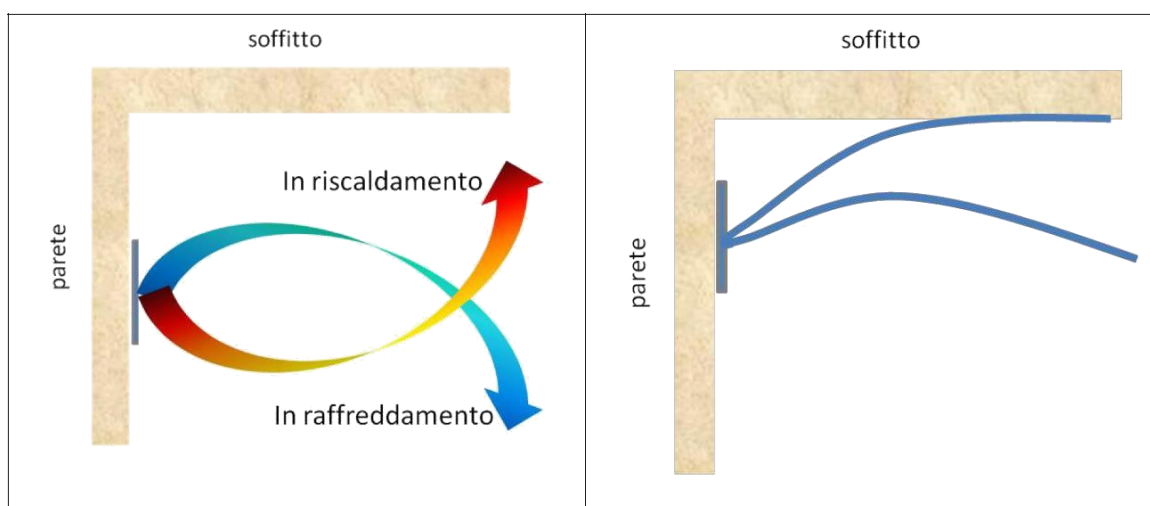


**Figura 2.57** - Bocchetta ad alette orizzontali

È questo un apparecchio che per funzionare in modo opportuno ha bisogno di sfruttare il così detto *effetto Coanda*, ovvero quello per cui un getto di fluido tende a essere attratto da una superficie solida. Venne scoperto quasi per caso cento anni or sono da un ingegnere rumeno che stava costruendo un aeroplano davvero innovativo per l'epoca: Henri Coandă era il suo nome. Questo aereo, al posto dell'elica, aveva un compressore conico. Questo aereo avrebbe pure volato, ma le fiamme degli scarichi del motore rischiavano di bruciare tutto, perché lambivano la fusoliera invece di sfuggire all'esterno.

L'effetto Coanda è il motivo che induce a posizionare le bocchette nelle immediate vicinanze di un soffitto o di un controsoffitto, vedi Figura 2.58.

Un'installazione distante dal soffitto provoca un andamento completamente diverso del lancio e cioè una sua rapida risalita con aria calda o una sua rapida discesa con aria fredda.



**Figura 2.58** – Getto senza effetto Coanda (sinistra) e con effetto Coanda (a destra)

I criteri per un corretto dimensionamento di una bocchetta indicano una massima distanza di installazione di 30 centimetri dal soffitto e una velocità effettiva del lancio maggiore di 2 m/s.

Con velocità minori e  $T$  negativi (aria in mandata più fredda di quella ambiente dove essa viene immessa) prove di laboratorio hanno mostrato il distacco prematuro dei filetti fluidi dell'aria e quindi cadute del lancio.

## DIFFUSORI PER LUNGHE GITTATE (UGELLI)

Sono detti anche “ugelli” e rappresentano la soluzione di “riserva” quando in ambienti di grandi dimensioni quali cinema, teatri, palazzetti dello sport o centri congressuali, il lancio da parete con bocchette (ma anche dall’alto oppure dal basso con diffusori), non è consentito a causa di vincoli architettonici o impiantistici, vedi Figura 2.59.



**Figura 2.49** - Diffusore a ugello

Generalmente questi diffusori devono essere predisposti sia per riscaldamento che per condizionamento. È una pia illusione credere che questo tipo di diffusore possa essere utilmente previsto per entrambi i funzionamenti (riscaldamento e raffreddamento) senza un’opportuna motorizzazione che vari la sua inclinazione di lancio. Con la motorizzazione è inoltre possibile ottenere:

- un riscaldamento veloce dell’ambiente (prima dell’affluire degli occupanti) indirizzando verso il basso il lancio degli ugelli e utilizzando la massima portata consentita dall’impianto (le velocità finali non interessano non essendoci occupanti) con notevole risparmio energetico. A regime si passerà a una fase di mantenimento con piccolo DT positivo o nullo e lancio quasi isoterma;
- un raffreddamento veloce dell’ambiente (prima dell’affluire degli occupanti) indirizzando ancora verso il basso il lancio con la massima portata e il massimo DT negativo, realizzando ancora un sensibile

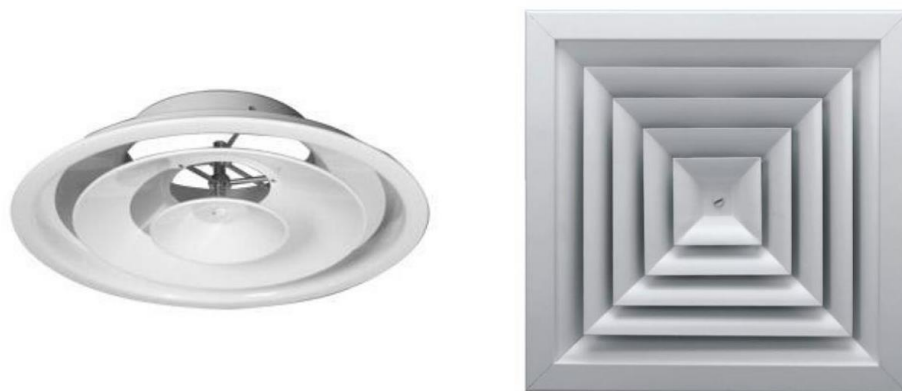
risparmio energetico, salvo riportare la direzione del lancio verso l'alto una volta raggiunta la temperatura ambiente desiderata.

Un aspetto negativo di questo tipo di diffusione è il suo livello di rumorosità, relativamente elevato. Dopo aver effettuato la scelta in base ai dati aeraulici occorre porre molta attenzione al controllo del livello sonoro, in quanto i dati riportati nella maggioranza dei diagrammi forniti dai costruttori si riferiscono alla situazione particolarmente vantaggiosa e in pratica poco realizzata di pura distribuzione assiale. Da qui la credenza e la consuetudine di considerare gli ugelli un apparecchio a basso valore di rumorosità. Nella realtà la situazione è completamente diversa. Infatti nella maggioranza dei casi l'asse degli ugelli risulta perpendicolare alla direzione dell'aria del canale. Inoltre, il livello sonoro varia in funzione della velocità del canale. È quindi sbagliato tenere velocità troppo elevate nel canale principale con ugelli posti perpendicolarmente.

#### *Diffusione da soffitto*

A questa categoria di distribuzione appartengono quattro tipi di diffusori: i diffusori a coni fissi (quadrati o circolari), i diffusori lineari, i diffusori a effetto elicoidale e i diffusori per grandi altezze (perlopiù maggiori di quattro metri).

Sono apparsi sul mercato dopo le bocchette e rispetto a queste consentono in linea generale una migliore miscelazione e quindi una migliore distribuzione. Necessitano però di un montaggio in un controsoffitto chiuso e quindi il costo dell'impianto risulta maggiore.

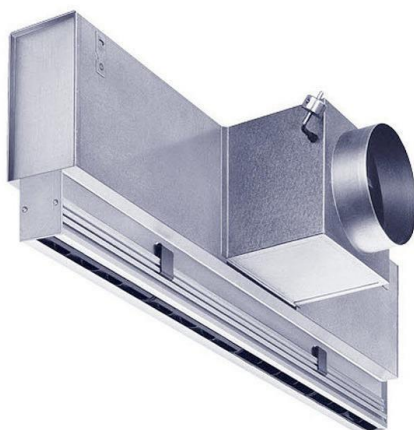


**Figura 2.60** - Diffusori a coni fissi circolari e quadrati

Un commento particolare meritano i *diffusori a coni regolabili*. L'idea era di proporre un apparecchio con cui potersi facilmente adattare alle diverse necessità di lancio: orizzontale in fase di raffreddamento, verticale in fase di riscaldamento. Rimaneva aperto il problema delle stagioni intermedie. La consuetudine ha portato ad asserire che posizionando i coni in posizioni intermedia si possa trovare un buon compromesso. Ciò è completamente falso! Dimostrazioni teoriche e pratiche, per esempio con fumogeni, mettano bene in evidenza che, al variare della posizione dei coni, il lancio rimane orizzontale con effetto soffitto e poi di colpo passa a verticale. La possibilità di lanci variamente inclinati risulta pertanto con questi tipi di diffusori irrealizzabile. Questo tipo di diffusore presenta anche un notevole inconveniente. Escluso il posizionamento intermedio per quanto sopraddeito, per un funzionamento corretto occorre modificare, in genere manualmente, la posizione dei coni. È evidente che quest'operazione risulta ancora possibile e relativamente poco impegnativa, se i diffusori sono montati ad un'altezza dal piano di calpestio di non più di 4 m; risulta invece problematica nel caso di altezze superiori. In conclusione, per altezze fino a 4 m i normali diffusori a coni fissi e soprattutto i diffusori ad effetto radiale consentono l'ottenimento di un buon comfort sia in regime estivo che invernale. Per altezze superiori, i diffusori radiali ad alette mobili motorizzate risolvono in maniera eccellente sia il problema termodinamico che il problema manutentivo.

## DIFFUSORI LINEARI

Sviluppatasi negli Stati Uniti come soluzione architettonicamente ottimale per i controsoffitti a doghe, sono stati ben accolti in Europa, dove hanno avuto un grande successo.



**Figura 2.61** - Diffusore lineare a una feritoia

Rispetto ai diffusori quadrati e rotondi permettono un lancio in una o in due direzioni, perpendicolari alla posizione del diffusore. Anche per questa serie di diffusori si è pensato di mettere a disposizione tutti i vantaggi del lancio orizzontale alternato ed inclinato, di cui si è già parlato precedentemente. In questo caso l'integrazione tra controsoffitto e diffusore è perfetta: il design del controsoffitto non solo non è interrotto ma non risulta in nessun modo variato, in quanto i diffusori risultano praticamente "invisibili".

### DIFFUSORI A EFFETTO RADIALE

Questo tipo di diffusore è stato studiato per ottenere un effetto Coanda con un moto rotatorio e quindi permettere il raggiungimento di tre scopi:

- Elevato effetto induttivo dovuto al fatto che la suddivisione del lancio principale in tanti lanci, aventi orientamenti diversi rispetto al lancio tipico, unidirezionale e compatto, moltiplica l'effetto di trascinamento e di induzione;
- Rapida diminuzione della differenza di temperatura tra aria di mandata e ambiente dovuta alla migliore miscelazione con l'aria ambiente;

Rapida diminuzione delle velocità di lancio dovuta alla migliore miscelazione con l'aria ambiente causata dal moto di tipo radiale di uscita dell'aria dal diffusore. In altre parole, a parità di portata e di lancio, con diffusori ad effetto radiale si ottengono velocità finali e differenze di temperatura sensibilmente più ridotte e quindi si migliorano le condizioni di comfort.



**Figura 2.62** - Diffusore elicoidale con camera di raccordo

Per le loro caratteristiche e per il piacevole design, i diffusori ad effetto radiale stanno ottenendo finalmente anche in Italia un notevole successo, venendo sempre più impiegati negli impianti a tutt'aria, per esempio in *open space*, laboratori, sale riunioni, mense, cucine, e accoppiati a cassonetti con filtri assoluti, per sale operatorie. I risultati pratici sono così buoni che si nota un aumento del loro utilizzo anche come diffusori per aria primaria. Questi diffusori vengono quasi sempre forniti con *camera di raccordo*. Questa non è un semplice plenum ma contiene tutti gli elementi quali deviatori di flusso e lamiere forate equilibratrici che garantiscono una perfetta distribuzione all'interno del diffusore e quindi il loro corretto funzionamento, sia con attacco superiore per immissione dell'aria dall'alto in senso verticale che con attacco laterale per immissione dell'aria tramite stacchi dal canale principale. Viene soprattutto evitato quel fenomeno di ripresa di una parte del diffusore che, oltre a non garantire una corretta distribuzione, fa apparire quegli sgradevoli aloni neri sulle alette e nelle immediate vicinanze dei diffusori, dovuti ad impurità e soprattutto a fumo indebitamente ripreso dal diffusore.

#### DIFFUSIONE DA PAVIMENTO

Sono stati sviluppati in base alle esperienze negative, relativamente alla distribuzione dell'aria, derivanti dall'impiego di bocchette a pavimento normalmente impiegate nei centri di elaborazione dati (CED). In questi tipi di impianti, normalmente non sorvegliati, la diffusione da pavimento serviva esclusivamente per il raffreddamento di macchine e quindi la velocità dell'aria e il delta t non erano considerati parametri importanti. Nel caso invece di CED con presenza continuativa o anche solamente saltuaria di operatori, questo stato di cose non è più accettabile. L'avvento poi dell'informatica distribuita in uffici, banche, assicurazioni, con largo impiego di pavimenti galleggianti ha imposto lo sviluppo di diffusori più adatti allo scopo. Partendo dalla possibilità di sfruttare il pavimento galleggiante come plenum di distribuzione, di abolire la controsoffittatura, di prevedere la ripresa dall'altro (per es. attraverso i corpi illuminanti) la ricerca si è indirizzata verso un diffusore che favorendo i moti convettivi naturali, potesse assicurare velocità finali e delta t accettabili con una attività sedentaria o con permanenze continue. La figura seguente mostra un tipo di diffusore a pavimento con i suoi componenti e in particolare con il distributore elicoidale che permette un rapido abbattimento della velocità di lancio e del DT.



**Figura 2.63** - Diffusore a pavimento

È evidente che con la distribuzione da pavimento quanto accade sopra la zona di soggiorno (1,8 m dal pavimento) non è più interessante. Questo ci porta ad osservare che la zona da condizionare non è più pari all'intera cubatura dell'ambiente bensì è limitata al volume dato dalla superficie in pianta del locale per l'altezza utile, volume sensibilmente ridotto (dal 30 al 50% in meno) rispetto al volume totale.

Ciò significa minori portate in gioco, con notevole conseguente risparmio energetico.

Per gli indubbi risultati di comfort e di risparmio energetico si consiglia questo tipo di distribuzione nel caso che la soluzione architettonica e le esigenze impiantistiche impongano l'impiego di pavimenti galleggianti.



# Capitolo 3

## Il software Trnsys

Per poter avere delle risposte in tempo reale sulle performance di un impianto di condizionamento e, in particolare, del sistema edificio-impianto, è possibile avvalersi del software TRNSYS (Transient System Simulation Program), disponibile in commercio dal 1975. È un software pensato per l'analisi delle prestazioni transitorie di sistemi energetici termici il cui comportamento sia variabile nel tempo.

La sua natura modulare rende il software molto flessibile, facile da usare e consente l'aggiunta di modelli matematici non presenti nella libreria standard (qualora questo si renda necessario per consentire che la simulazione sia più aderente alla realtà).

Un sistema definito in TRNSYS si presenta costituito da una serie di componenti, collegati tra loro in modo opportuno al fine di poter simulare le prestazioni del lavoro specificato.

TRNSYS contiene al suo interno una serie di sottoprogrammi (subroutines). Ogni sottoprogramma contiene un modello di componente del sistema contraddistinto da un numero che ne illustra la funzione (Type number). Specificando i parametri (valori indipendenti dal tempo) e i dati di input (valori dipendenti dal tempo), il modello può calcolare gli output funzioni del tempo. Gli output così ottenuti possono essere usati come input per altri componenti (che contengono un diverso modello matematico).

Per mettere assieme il sistema complessivo, ovvero per assemblare i types utilizzati nello specifico progetto, l'utente genera un *input file* (\*.dck) che guida TRNSYS nel collegare le varie subroutines.

Basandosi sull'input file, TRNSYS chiama i componenti e itera ad ogni *timestep* (tempo di campionamento dal secondo alle ore in funzione del processo studiato e definito a priori dall'utente) fino a risolvere il sistema globale di equazioni.

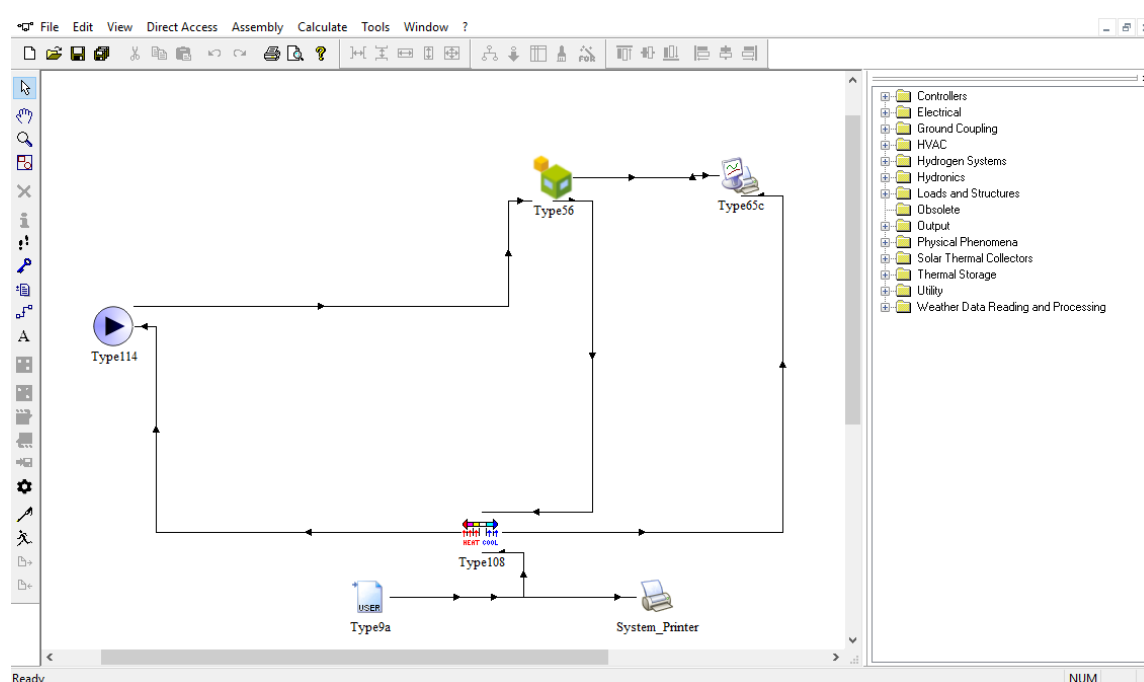
L'utente può generare facilmente e autonomamente un componente di TRNSYS per modellare tutta la nuova tecnologia che è generata con il passare del tempo.

### 3.1 Interfaccia grafica: Simulation Studio

TRNSYS Simulation Studio è un programma generale dell'ambiente di simulazione che è stato adattato dalla casa del software di TRNSYS.

La necessità dell'utilizzo di TRNSYS Simulation Studio va ricercata nella difficoltà di generare un input file di TRNSYS che descriva, in modo completo e corretto, l'interconnessione dei componenti nonché tutti i parametri della simulazione. Ogni componente di TRNSYS ha input ed output che hanno il compito di rappresentare i tubi, i condotti ed i segnali di controllo reali delle loro controparti fisiche.

L'input file, per ciascun componente del sistema, fornisce a TRNSYS parametri e valori iniziali da usare e come i vari componenti di sistema sono collegati. Nell'input file devono, quindi, essere inseriti, per ogni componente, un certo numero di parametri (quantità indipendenti dal tempo), di input (quantità dipendenti dal tempo che possono essere output di altri componenti) e di valori iniziali.



**Figura 3.1** - Finestra di assemblaggio di Trnsys Simulation Studio

La fig. 3.1 mostra la finestra di assemblaggio di TRNSYS Simulation Studio (assembly window), che viene usata per predisporre e far funzionare le simulazioni di TRNSYS. La finestra principale contiene icone descrittive delle types collegate da links.

Ogni icona rappresenta un differente componente di sistema (per esempio una pompa, un collettore solare, ecc.). L'utente sceglie la type necessarioa alla propria simulazione tra quelli presenti nella lista per categorie posta sulla destra (Direct Access) e, da qui, trascina l'icona corrispondente all'interno della finestra di assemblaggio.

A questo punto non rimane che creare i collegamenti che ripartiscono le informazioni fra i componenti: le linee che collegano le icone rappresentano proprio i tubi e i cavi che collegano i componenti fisici.

Sono possibili collegamenti distinti tra variabili diverse di due componenti (temperature, portate, energie, ecc.): ogni link tra due types, deve essere specificato cliccando sul collegamento in modo da aprire una finestra dettagliata (TRNSYS Simulation Studio controlla che le dimensioni delle caratteristiche collegate siano uguali e non permette collegamenti tra caratteristiche incompatibili).

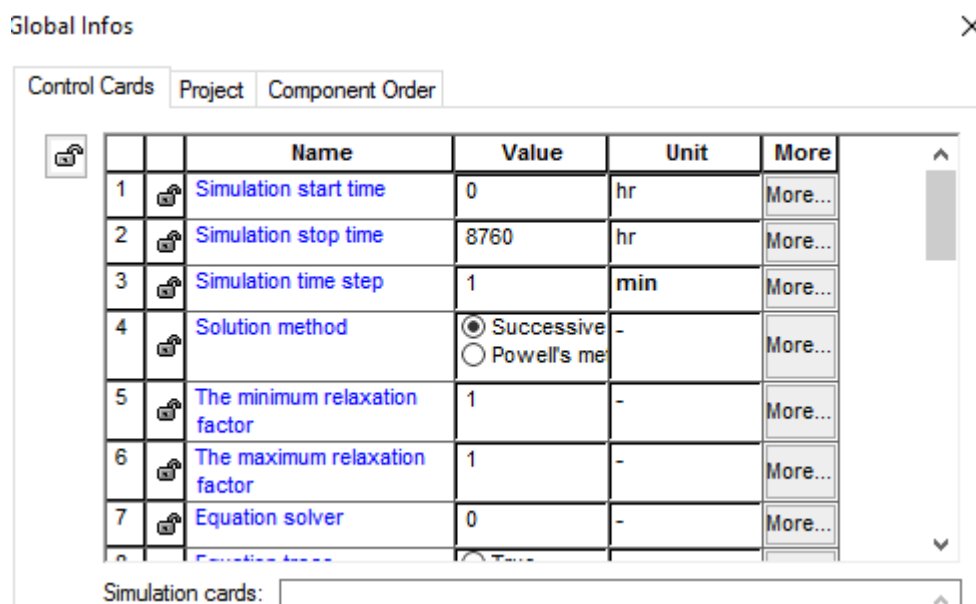
Ad ogni componente è associato un file Proforma che da una descrizione in forma sintetica del componente. Tutti i componenti creati o aggiunti al programma TRNSYS Simulation Studio devono avere un proforma completo per poter essere usati nell'Assembly Panel.

Questa finestra Proforma (vedi Fig. 3.2) è soltanto informativa e non può essere modificata dall'utente quando questo vi accede.

È composta da quattro finestre contenenti tutte le informazioni richieste per consentire che il modello venga usato nella maniera corretta:

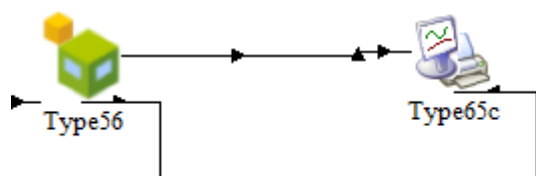
- la prima finestra (General) contiene informazioni relative alla storia e alla funzione del componente;
- la seconda finestra (Description) contiene una descrizione dettagliata del componente;
- la terza finestra (Variable) contiene una descrizione completa delle variabili, parametri, input, output richiesti dal componente;
- la quarta finestra (Files) contiene informazioni riguardanti i files associati al componente richiesti durante la simulazione.





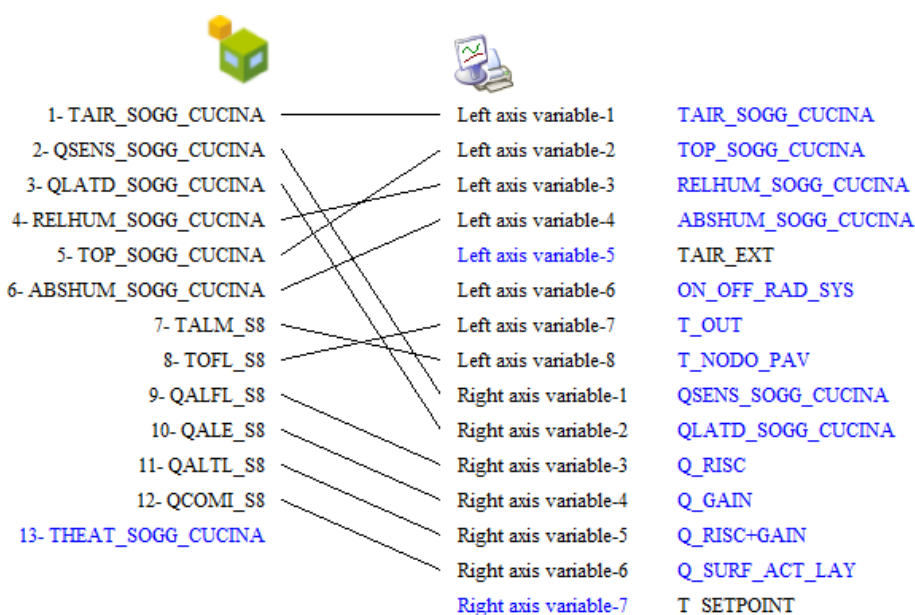
**Figura 3.4** - Finestra SIMULATION CONTROL CARD

A questo punto non rimane che collegare tra loro i vari componenti. Per fare ciò viene usato lo strumento Link (fig. 3.5).



**Figura 3.5** - Esempio di collegamento tra due componenti

Eseguito il collegamento si devono specificare i dettagli del collegamento tra i due componenti utilizzando la finestra Connection. La finestra, mostrata in fig. 3.6, si apre cliccando sul collegamento tra i due componenti, al suo interno contiene due colonne di variabili. La prima colonna mostra gli output del primo componente, mentre la seconda mostra gli input del secondo componente. Tutti gli input che non vengono collegati vengono assunti pari al valore inizialmente specificato e rimarranno costanti durante tutta la durata della simulazione.



**Figura 3.6** - Finestra CONNECTION

Eseguiti tutti i collegamenti il progetto è pronto per essere simulato con Trnsys, attraverso il comando Run Simulation, per determinare i risultati.

A questo punto TRNSYS Simulation Studio mostra il messaggio Verifying Project per indicare che sta controllando che il progetto non contenga errori.

Dopo aver verificato il progetto TRNSYS Simulation Studio genera il file di input di Trnsys e ha inizio la simulazione e i messaggi che vengono visualizzati da questo punto in poi provengono da Trnsys e non più da TRNSYS Simulation Studio. Quando la simulazione è completata, Trnsys mostra un messaggio che comunica all'utente che la simulazione è ultimata, se dovessero esserci degli errori, allora il software consiglia di controllare la list file. I risultati della simulazione vengono registrati in due files di testo separati che sono, \*.OUT (output file) e \*.PLT (plot file). Inoltre, se durante la costruzione del progetto si introduce il componente Online Plotter i risultati finali vengono visualizzati, durante l'esecuzione della simulazione, in forma grafica diagrammati in funzione del tempo.

## 3.2 Il modello dell'edificio: TRNBuild

Il modello dell'edificio è il nucleo della simulazione edilizia nella finestra di assemblaggio di TRNSYS Simulation Studio. La prima cosa da fare è quindi cercare nel menù di accesso diretto (nella categoria *Loads and Structures*) la type che sovrintende al funzionamento del modello della costruzione. In TRNSYS esistono tre diverse possibilità di modellazione dell'edificio.

Per stime dei fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento relativamente veloci, è consigliabile usare la *type 12* (*Space Heating or Cooling Load*).



TYPE12c

In questo caso, l'edificio è modellato usando una singola conduttanza (UA) per le perdite o i guadagni di calore, assieme a qualche guadagno addizionale dovuto al sole, all'illuminazione, all'occupazione, ecc. Ad ogni time-step di simulazione è sviluppato un singolo bilancio energetico. I carichi orari così calcolati possono presentare errori significativi, ma, su una base temporale più lunga, il modello restituisce stime ragionevoli di tutte le grandezze.

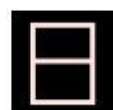
Il *type 19* (modello a zona singola) rappresenta già un modello abbastanza dettagliato per la singola zona termica.



Geom1



A Wall



19Wind-2

Pareti, soffitti e pavimenti sono modellati in accordo all'approccio ASHRAE delle funzioni di trasferimento ed è inclusa la disposizione effettiva di porte e finestre. Sono considerati gli effetti degli scambi radiativi di onda corta (solare) e lunga, sia all'interno che all'esterno della struttura. Gli ambienti multizona possono essere rappresentati in una simulazione con l'uso multiplo della *type 19*, anche se il lavoro di organizzazione e gestione delle *types* diventa sensibilmente più complicato.

Altra opzione per la modellazione dell'edificio è la *type 56*, se ne devono definire, come per tutte le *types*, una serie di parametri e di input. A differenza della totalità degli altri componenti, però, l'impiego della *type* in esame necessita l'esecuzione preliminare di un programma separato di pre-processing, distribuito con lo stesso pacchetto TRNSYS.



Type56a

TRNBuild, legge e processa un file contenente la descrizione termofisica e geometrica dell'edificio (con estensione \*.bui) e genera due files (con estensione \*.bld e \*.trn) che sono poi usati dal type 56 nel corso della simulazione. Le caratteristiche reali della costruzione sono, quindi, immesse esternamente in TRNSYS Simulation Studio, in modo da sfruttare le potenzialità dell'interfaccia TRNBuild e, solo dopo, richiamate con la type 56 per effettuare la simulazione. Il funzionamento di TRNBuild è illustrato nelle pagine che seguono (Fig. 3.7).









Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						

Figura 3.7 - Finestra di input per il type56

I parametri richiesti sono cinque. I primi due sono le unità logiche FORTRAN attraverso le quali vengono letti rispettivamente il file di dati con la descrizione dell'edificio (\*.bld) e quello per i coefficienti delle funzioni di trasferimento (\*.trn).

Il terzo parametro indica l'unità logica FORTRAN per il file con la libreria delle finestre, che contiene dati termici e ottici. Questo file ASCII è distribuito con la type 56 e può essere integrato con dati propri usando il programma WINDOW 4.1 sviluppato dal *Lawrence Berkeley Laboratory*.

Il quarto parametro controlla il calcolo degli scambi di calore convettivi e radiativi interni e va impostato ad 1 se sono usati coefficienti di scambio termico convettivo dipendenti dal tempo (per esempio nel caso di sistemi riscaldanti a pannelli).

Il quinto parametro setta i fattori di peso tra aria e temperatura media superficiale per il calcolo di una temperatura operativa del locale.

I parametri opzionali 6, 7 e 8 definiscono le unità logiche FORTRAN per gli output files standard (che possono essere o meno attivati). È bene notare che a ciascun file esterno letto o scritto da TRNSYS deve essere assegnata un'unica unità logica nel file di input.



Gli input e gli output dipendono dalla descrizione dell'edificio e dalle opzioni definite in TRNBuild, anche se, in generale, alcuni input sono presenti indipendentemente dal tipo di costruzione e comprendono la temperatura dell'aria esterna, la sua umidità relativa, la temperatura fittizia del cielo e le radiazioni totale e diretta sulle facciate e su un piano orizzontale, nonché gli angoli di incidenza sulle stesse. Tali input devono essere in qualche modo forniti da altri types del progetto di TRNSYS Simulation Studio.

A causa della complessità di un edificio multizona, i parametri della type 56, come già specificato, non sono definiti direttamente nel file di input di TRNSYS (attraverso TRNSYS Simulation Studio, come per tutti gli altri types). Le informazioni richieste sono contenute in due files, uno con la descrizione dell'edificio (\*.bld) e l'altro con le funzioni di trasferimento ASHRAE per i muri (\*.trn). Il TRNBuild è stato sviluppato proprio per fornire uno strumento semplice da usare per la creazione dei files (\*.bld) e (\*.trn).

Per iniziare un progetto l'utente deve inserire alcune informazioni di carattere generale in TRNBuild nella finestra di inizializzazione. Esso contiene il TRNBuild manager, che è usato per la gestione delle diverse zone termiche e la finestra di inizializzazione del progetto, che riporta delle informazioni generali: gli orientamenti, gli input e gli output definiti nel progetto. L'utente descrive le diverse zone termiche in cui è diviso l'edificio attraverso l'utilizzo della finestra ZONE, riportata in Fig. 3.8.

The screenshot displays the TRNBuild ZONE window, which is divided into several sections for configuring building zones.

**Airnodes**

**Airnode Regime Data**

volume: 121.5 m<sup>3</sup>  
 capacitance: 145.8 kJ/K  
 ref. floor area: 1 m<sup>2</sup>

**Therm. Zone**

**Walls, floors, ceilings, roofs (Total number: 6)**

surfID	surf-type	construction-type	area	category
1	WALL	MURO_EXT_3	13.50	EXTERNAL E_270_90
2	WALL	MURO_EXT_3	24.30	EXTERNAL S_0_90
5	WALL	SOFF_RAD_OFF	45.00	BOUNDARY
6	WALL	MURO_INTERNO	13.50	BOUNDARY
7	WALL	MURO_INTERNO	24.30	BOUNDARY
8	WALL	PAV_RAD_ON	45.00	BOUNDARY

**Windows (Total number: 2)**

surfID	surf-type	construction-type	area	category	u-Value	g-Value
3	WINDOW	INS3_XE_2	3.36	EXTERNAL	0.4	0.408
4	WINDOW	INS3_XE_2	3.36	EXTERNAL	0.4	0.408

**Surface Configuration Details:**

**Surface 2:**  
 surface-ID: 2  
 surface-type: wall  
 construction-type: MURO\_EXT\_3  
 area: 24.3 m<sup>2</sup> incl. windows  
 category: EXTERNAL  
 geosurf: 0  
 surf. gain inside: 0 kJ/h  
 surf. gain outside: 0 kJ/h

**Surface 3:**  
 surface-ID: 3  
 surface-type: window  
 construction-type: INS3\_XE\_2  
 area: 3.36 m<sup>2</sup>  
 category: EXTERNAL  
 geosurf: 0  
 surf. gain inside: 0 kJ/h  
 surf. gain outside: 0 kJ/h  
 orientation: S\_0\_90

**Figura 3.8 - Finestra ZONE**

I dati che descrivono una zona termica sono:

- Dati di regime: infiltrazione, riscaldamento, guadagni, umidità, ventilazione, raffreddamento, confort;
- Descrizione delle pareti;
- Descrizione delle finestre.

### 3.2.1 Dati di regime

Sono richiesti per la inizializzazione del progetto alcuni parametri obbligatori quali (Fig. 3.10):

- Il volume d'aria all'interno della zona;
- La capacità termica totale dell'aria all'interno della zona;
- La temperatura iniziale dell'aria;
- L'umidità relativa dell'aria;
- Il modello di umidità

Sono definiti valori di default per tutti i parametri tranne che per il volume d'aria (la capacità termica totale è automaticamente impostata ad un valore di 1,2 volte il volume).

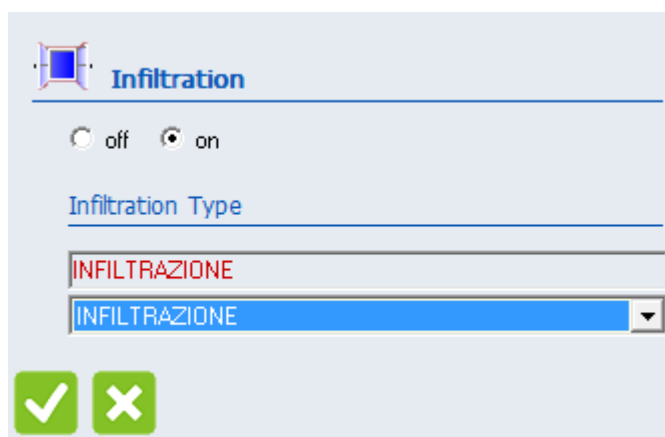
L'ambiente preso ad esempio in questa tesi è un soggiorno/pranzo con zona cottura avente una superficie calpestabile di 45 m<sup>2</sup> a cui corrispondono un volume di 121,5 m<sup>3</sup> e una capacità termica totale dell'aria di 145.8 kJ/Kg, vedi Fig. 3.10.

**Figura 3.10** - Barra dei dati di regime

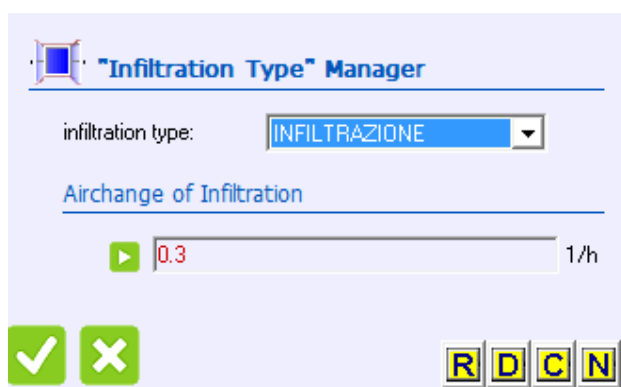
Questo elaborato analizzerà, tramite simulazioni, diversi casi di studio in cui verranno variati i dati di regime di seguito descritti, lasciando però invariata la descrizione e la configurazione di pareti e finestre.

- Infiltrazione
- Riscaldamento
- Guadagni
- Umidità
- Ventilazione
- Raffreddamento
- Comfort

Per quanto riguarda l'opzione infiltrazione, una volta deciso di avvalersene, selezionando on, (Fig. 3.11) bisogna fissare i ricambi orari (Fig. 3.12). La temperatura e l'umidità degli spifferi è quella esterna.



**Figura 3.11** - Opzione infiltrazione

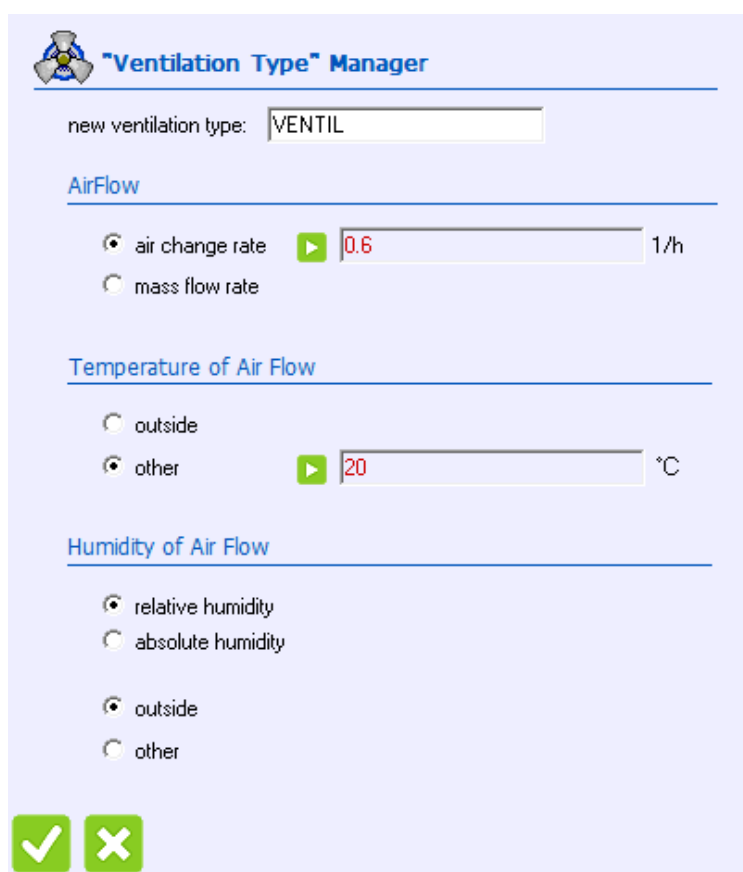


**Figura 3.12** - Ricambi d'aria orari

Nel caso si scelga l'opzione ventilazione oltre ai ricambi d'aria orari, è necessario specificare temperatura ed umidità della portata di ventilazione.

La ventilazione è usata sia per modellare gli apporti di aria esterna dovuta all'apertura delle finestre (necessaria per garantire salubrità nell'ambiente chiuso) sia per trattare l'immissione in ambiente di aria precedentemente trattata.

Per questi motivi sono richieste temperature ed umidità diverse da quelle esterne, (fig. 3.13), in particolare sia la temperatura che il flusso dell'aria sono spesso impostati come input in quanto la climatizzazione degli ambienti è gestita da un impianto ad aria che immette l'aria alla temperatura desiderata.



**"Ventilation Type" Manager**

new ventilation type:

**AirFlow**

☒ air change rate  1/h

☐ mass flow rate

**Temperature of Air Flow**

☐ outside

☒ other  °C

**Humidity of Air Flow**

☒ relative humidity

☐ absolute humidity

☒ outside

☐ other

☒ ☐

**Figura 3.13** - Opzione ventilazione

Con le opzioni Riscaldamento-Raffreddamento è possibile includere nel modello dell'edificio un impianto di condizionamento ideale capace di fornire la quantità di energia impostata.

Ovviamente queste opzioni vanno considerate qualora non è previsto alcun impianto indipendente in TRNSYS Simulation Studio.

In entrambi i casi oltre a dover impostare la temperatura di set-point, è possibile considerare limitata o meno la potenza termica ideale, specificandone il contributo radiativo. È inoltre

necessario scegliere se attivare l'umidificazione e la deumidificazione (rispettivamente per riscaldamento e raffrescamento) specificando l'umidità relativa dell'aria.

Questi due strumenti sono fondamentali per il calcolo del carico termico di riscaldamento e/o raffreddamento dell'edificio. Il carico sensibile è infatti definito come l'energia necessaria per mantenere l'ambiente sopra (o sotto) una prefissata temperatura. Se si vuole conoscere l'energia che deve fornire un impianto di riscaldamento per mantenere la temperatura interna dell'edificio sopra i 20°C (e, quindi, il carico sensibile di riscaldamento dell'edificio associato a questa temperatura di set point) è necessario attivare la funzione heating (fig. 3.14), fissare la temperatura e lasciare la potenza del sistema ideale al valore 'illimitato' (valore di default).

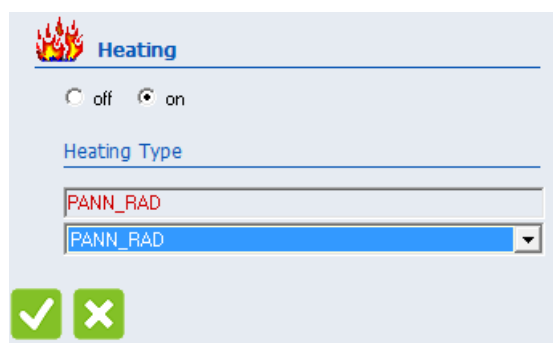


Figura 3.14 - Opzione riscaldamento

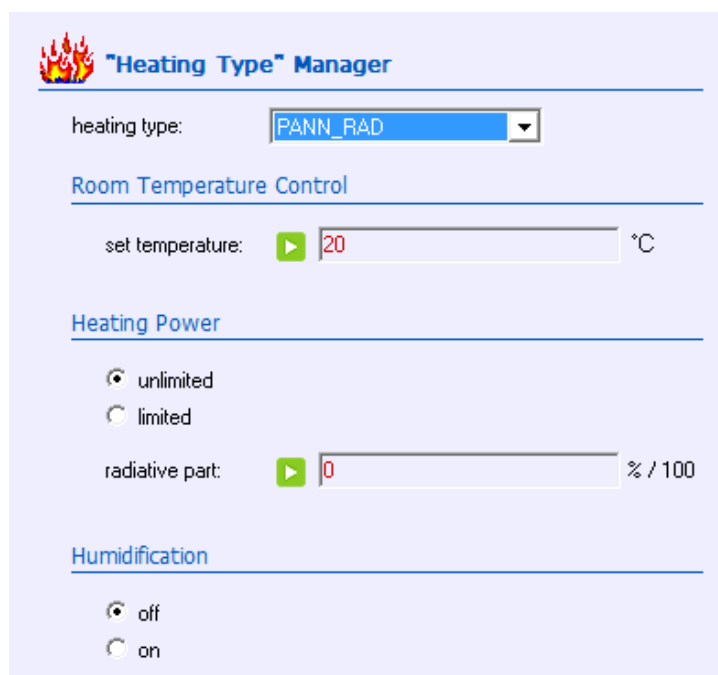
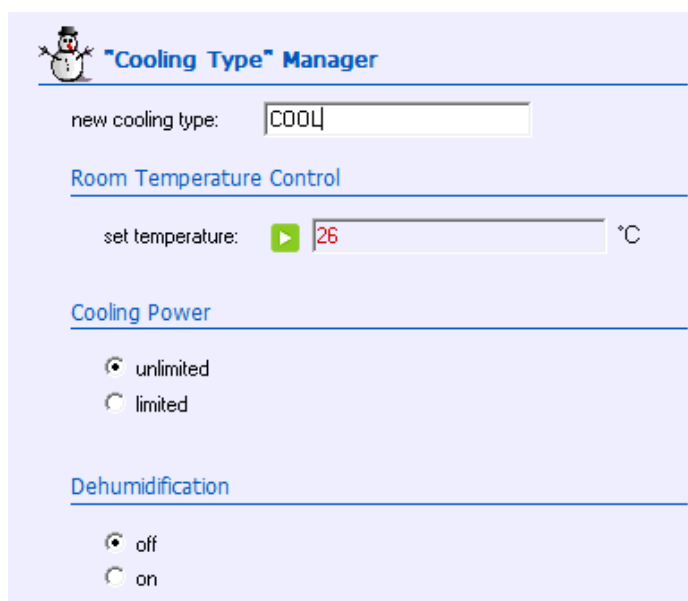


Figura 3.15 - Finestra di definizione dell'heating type


In egual maniera, se si vuole sapere quanta energia dovrà fornire un impianto di raffreddamento per mantenere la temperatura interna sotto i 26°C (carico sensibile di raffreddamento dell'edificio), si dovrà attivare la funzione cooling, fissata la temperatura di set point e lasciata libera la potenza della macchina ideale (Fig. 3.16). Lo stesso ragionamento vale per i carichi latenti se a quanto detto si sostituisce l'umidità alla temperatura, (si opera sempre dalle finestre heating e cooling a seconda che si cerchi il carico latente di umidificazione o di deumidificazione rispettivamente).



**"Cooling Type" Manager**

new cooling type:

**Room Temperature Control**

set temperature:   °C

**Cooling Power**

☒ unlimited  
☐ limited

**Dehumidification**

☒ off  
☐ on

**Figura 3.16** - Finestra di definizione del cooling type

Se le temperature all'interno dell'edificio sono lasciate variare liberamente (edificio in free floating), quella che si ottiene quando la simulazione è conclusa è la risposta (in termini di temperature, umidità, etc) della costruzione in assenza di impianto.

L'opzione guadagni (GAINS) (Fig. 3.17) tiene conto di tutti gli apporti interni, dovuti per esempio alla presenza di occupanti, all'utilizzo di apparecchi quali computer o impianti di illuminazione, etc. Una loro errata definizione potrebbe portare ad una inesatta risposta dell'edificio. È indispensabile quindi attenersi il più possibile alla realtà per ottenere dei risultati che siano verosimili.

The screenshot displays the TRNSYS software interface for defining internal gains. It is organized into four main sections:

- Persons:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'. Under 'on', there are options for 'ISO 7730' (selected) and 'VDI 2078'. A 'Table' button is present. A text field shows 'Seated at rest' with a 'degree of activity' label. A 'scale' input is set to 1, and a 'geo position' dropdown is set to 0.
- Computer:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'. Under 'on', a dropdown shows '50 W Printer' with a 'computer type' label. A 'scale' input is set to 1, and a 'geo position' dropdown is set to 0.
- Artificial Lighting:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'. Under 'on', there is a 'related floor area' input set to 1 m². A 'total heat gain' dropdown is set to '5 W/m²'. A 'control strategy' input is set to 1. A 'convective part' dropdown is set to '0 %'. A 'scale' input is set to 1, and a 'geo position' dropdown is set to 0.
- Other Gains:** Contains a table with columns 'Type', 'Scale', and 'Geo Position'.

**Figura 3.17** - Finestra di definizione dei GAINS interni

### 3.2.2 Descrizione delle pareti

Come già detto la descrizione delle pareti rimane invariata per ogni caso di studio. Viene rappresentato l'edificio in TRNBuild definendo una serie di informazioni, di seguito descritte:

- *Tipo di muro*

Attraverso la “Wall Type Manager” può essere definito il singolo muro scegliendone uno predefinito dalla libreria oppure, come accade spesso per via delle varietà delle tipologie costruttive, definendone uno nuovo (Fig. 3.18).

La parte bassa della finestra è quella dedicata ai coefficienti di scambio convettivo e di assorbimento solare, mentre quella superiore serve per specificare le caratteristiche termofisiche (densità, conducibilità, calore specifico) e lo spessore dei singoli strati (a partire da quello interno alla zona (*front*)).

**front / inside**

No.	Layer	Thickness	Type
1	INTONACO	0.020	massive
2	LATERIZIO	0.250	massive
3	POLYSTYREN	0.040	massive
4	LATERIZIO	0.080	massive
5	CAPPOTTO	0.120	massive
6	INTONACO	0.010	massive

**back**

total thickness: 0.520 m

u - value: 0.187 W/m<sup>2</sup> K for reference only  
(incl. alpha<sub>i</sub>=7.7 W/m<sup>2</sup> K and alpha<sub>o</sub>=25 W/m<sup>2</sup> K !)

**Solar Absorptance of Wall**

front: 0.6

back: 0.6

**Longwave Emission Coefficient**

front: 0.9

back: 0.9

Note:  
The emissivity of inside surfaces are applied by the detailed longwave radiation mode only!  
For the standard model fixed values of 0.9 are used.

**Convective Heat Transfer Coefficient of Wall**

front

☒ userdefined ☐ internal calculation

11 kJ/h m<sup>2</sup> K

back

☒ userdefined ☐ internal calculation

64 kJ/h m<sup>2</sup> K

**Figura 3.18** - Finestra Wall Type Manager

Come mostra la finestra “Layer Type manager” (Fig. 3.19), per ogni strato esistono inoltre tre possibilità per la definizione:

- massive layer;
- massless layer;
- active layer.

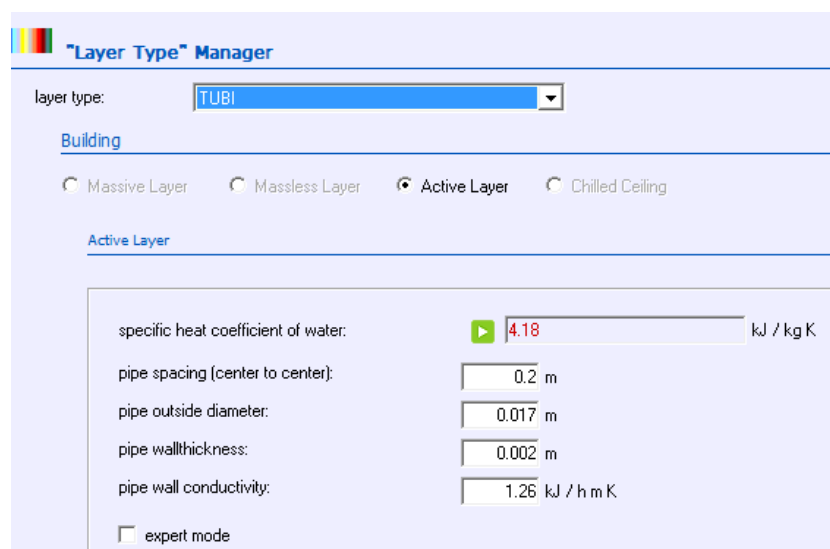
Per strati dotati di massa (*massive layer*) è necessario immettere, oltre allo spessore, la conducibilità termica [kJ/hmK], il calore specifico [kJ/kg] e la densità del materiale [kg/m<sup>3</sup>], mentre per strati senza massa (*massless layer*) è richiesta soltanto la resistenza termica [hm<sup>2</sup>K/kJ].

Gli *active layer* sono stati introdotti per modellare pavimenti, pareti o soffitti radianti. Lo strato è chiamato *attivo* perché contiene tubi in cui scorre fluido in grado di aggiungere o rimuovere calore dall’ambiente. A differenza del layer normale, lo strato attivo è descritto da 5 parametri: il calore specifico del fluido, l’interasse, il diametro, lo spessore e la conducibilità termica dei tubi.

La temperatura e la portata del fluido in ingresso vanno definite nella finestra di zona termica, dalla quale è possibile generare un nuovo input al type 56 che va successivamente collegato in TRNSYS Simulation Studio.

Per le pareti della struttura in esame si considerano tutti gli strati massivi tranne i tubi (nel pavimento) che, in regime di riscaldamento con sistema radiante vengono assunti come active layer, vedi Fig. 3.19.





**Figura 3.19** - Finestra LAYER TYPE MANAGER

Nel nostro caso ci si limiterà a trattarne solo l'ambiente soggiorno-cucina rappresentato in Fig. 3.20, costituito da un unico openspace posizionato al piano terra direttamente sul terreno, e con due sole facciate esposte all'esterno nelle direzioni Est e Sud.

La facciata Est non presenta aperture finestrate ed è impegnata dai mobili della cucina, mentre nella facciata sud sono posizionate due portefinestre che garantiscono l'illuminazione a tutto l'ambiente.



**Figura 3.20**- Foto di un tipico ambiente soggiorno-cucina open space di superficie 45 m<sup>2</sup>.

Per le murature verso l'esterno può essere presa a riferimento una muratura adottata dai principali costruttori edili che vede la sovrapposizione di un isolante termico da 12 cm,

comunemente definito cappotto, ad un doppio blocco di laterizio forato da 25 cm e da 8 cm con uno strato di isolante frapposto tra le due murature. Le pareti interne ed esterne sono intonacate di colore bianco con comuni materiali in commercio. La dettagliata stratigrafia dei componenti è illustrata in tabella 3.1:

Murature Esterne				
Componente	$s$ [mm]	$\lambda$ [kJ/hmK]	$c$ [kJ/kgK]	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Intonaco Interno	20	2.52	1	1400
Laterizio	250	1.08	0.83	840
Isolante	40	0.36	0.88	100
Laterizio	80	1.08	0.83	840
Isolante	120	0.36	0.88	100
Intonaco esterno	10	2.52	1	1400
spessore totale [mm]	520			
$U_{TOT}$ [W/m <sup>2</sup> K]	0,187			

**Tabella 3.1** - Composizione delle murature verso l'esterno della stanza.

Le murature interne, di divisione tra locali riscaldati, sono invece semplicemente costituite da mattoni forati da 22 cm intonacati su entrambi i lati come illustrato in Tabella 3.2.

Murature interne				
Componente	$s$ [mm]	$\lambda$ [kJ/hmK]	$c$ [kJ/kgK]	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Intonaco Interno	10	2.52	1	1400
Laterizio	200	1.08	0.83	840
Intonaco esterno	10	2.52	1	1400
spessore totale [mm]	220			
$U_{TOT}$ [W/m <sup>2</sup> K]	1.156			

**Tabella 3.2** - Composizione delle murature verso vani interni riscaldati.

Si può ipotizzare che il solaio sia costruito con moderne tecniche di isolamento che vedono l'adozione di un vespaio aerato costituito da igloo in materiale plastico, sul quale viene poi realizzata la soletta in calcestruzzo armato dove posare il sistema radiante. Gli igloo presi in esame sono dei Cupplex in polipropilene (PP) rigenerato prodotti dall'azienda Pontarolo Engineerig di Pordenone. Per tale prodotto, in caso di impiego in abitazioni, viene consigliata la posa su un magrone disposto direttamente sul terreno come mostra la Tabella 3.3:

Solaio pavimento OFF				
Componente	$s$ [mm]	$\lambda$ [kJ/hmK]	$c$ [kJ/kgK]	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]

Ceramica	12	3.6	0.84	2000
Massetto	60	5.4	1	700
Isolante	60	0.144	1.4	45
Nylon	2	0.83	1.4	1140
Calcestruzzo	40	8.28	0.8	850
IGLOO CUPOLEX	32	0.792	1	155
Magrone	300	5.4	0.8	750
spessore totale [mm]	506			
$U_{TOT}$ [W/m <sup>2</sup> K]	0,478			

**Tabella 3.3** - Composizione del solaio verso il terreno senza tubi

In regime di riscaldamento con sistema a pannelli radianti, la stratigrafia del pavimento varierà a causa dell'aggiunta dei tubi in cui scorrerà il fluido termovettore (Tab. 3.4)

Solaio pavimento ON				
Componente	$s$ [mm]	$\lambda$ [kJ/hmK]	$c$ [kJ/kgK]	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Ceramica	12	3.6	0.84	2000
Massetto	60	5.4	1	700
Tubi				
Massetto	9	5.4	1	700
Isolante	60	0.144	1.4	45
Nylon	2	0.83	1.4	1140
Calcestruzzo	40	8.28	0.8	850
IGLOO CUPOLEX	32	0.792	1	155
Magrone	300	5.4	0.8	750
spessore totale [mm]	515			
$U_{TOT}$ [W/m <sup>2</sup> K]	0,476			

**Tabella 3.4** - Composizione del solaio verso il terreno con tubi

Per quanto riguarda invece il solaio verso il primo piano, riscaldato, si può ipotizzare la composizione di tabella 4:

Solaio soffitto				
Componente	$s$ [mm]	$\lambda$ [kJ/hmK]	$c$ [kJ/kgK]	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Intonaco Interno	20	2.52	1	1400
Pignatta	200	1.08	0.84	800
Isolante	60	0.144	1.4	45
Massetto	45	5.4	1	700
Collante	2	0.72	2.4	1300
Ceramica	8	3.6	0.84	2000
spessore totale [mm]	335			
$U_{TOT}$ [W/m <sup>2</sup> K]	0,414			

**Tabella 3.5** - Composizione del solaio verso primo piano

Altre informazioni, riguardanti i singoli muri, che il programma richiede per la costruzione simulativa della stanza sono:

- *Area*: questa deve includere l'area delle finestre, e nel caso di pareti interne va raddoppiata, perchè l'intera parete è interna alla zona termica in esame.
- *Categoria*: esterna (muro confinante con l'ambiente esterno), interna (muro interno alla zona), adiacente (muro che confina con un'altra zona), boundary (muro con condizioni al contorno note come ad esempio a contatto con il terreno);
- *Fattori distribuzione* espliciti per la distribuzione della radiazione solare diretta che entra in una zona (*geosurf*). Tali fattori rappresentano la frazione della radiazione solare diretta entrante che colpisce la superficie. La somma di tutti i valori di *geosurf* non deve superare l'unità all'interno di una singola zona.
- *Numero della superficie*: è un numero unico usato per l'identificazione generato automaticamente da TRNBuild.
- *Guadagno attraverso il muro*: è possibile definire un flusso di energia verso la superficie interna.

L'ambiente preso in esame in questo elaborato, come mostra la Fig. 3.21 ha superficie disperdente di 83 m<sup>2</sup> ed è composto da due soli muri esterni esposti a sud e a est di cui solo il primo fornito di finestre, due muri con condizioni al contorno note, un soffitto a contatto con un locale riscaldato e un pavimento a contatto con il terreno.

**Walls**

Surf	Type	Area	Category	
Additional Windows				
1	MURO_EXT_3	- 13.50	EXTERNAL	E_270_90
2	MURO_EXT_3	- 24.30	EXTERNAL	S_0_90
5	SOFF_RAD_OFF	- 45.00	BOUNDARY	
6	MURO_INTERNO	- 13.50	BOUNDARY	
7	MURO_INTERNO	- 24.30	BOUNDARY	
8	PAV_RAD_ON	A 45.00	BOUNDARY	

+ -  
 wall type:  <-- new ...  
 area:  m^2 incl. windows  
 category:   
 geosurf:    
 wall gain:  kJ/h  
 orientation:    
 view fac. to sky:

**Figura 3.21** – Definizione della parete

Altre quantità necessarie per la definizione della parete sono funzione della categoria scelta. Per le pareti esterne sono richieste anche l'esposizione e il fattore di vista del cielo (frazione del cielo vista dal muro: 1 per parete verticale, 0 per muro orizzontale), che è usato come fattore di peso fra temperatura ambiente e temperatura del cielo.

Per i muri adiacenti o per quelli a contatto con condizioni note (*boundary*) è opzionale, ma possibile, immettere flussi d'aria in ingresso.

### 3.2.3 Definizione delle finestre

Attraverso la “Window Type Manager” per ogni muro è possibile aggiungere porte o finestre inserendo una serie di dati come mostra la Fig. 3.22.

**"Window Type" Manager**

window type:

---

**Glazing**

ID number:

slope of window:  degree

For 1 glazing module width:  m height:  m

u - value:  W/m<sup>2</sup> K values acc. to glazing library (for reference only)

g - value:  %/100

ID spacer:

---

**Frame**

area frame/window:  % / 100

solar absorptance:  -

c - value (1/R):  kJ/h m<sup>2</sup> K (without conv. + rad. heat transfer coefficients!)

emissivity:  -

---

**Optional Properties of Shading Devices**

**Additional Thermal Resistance**

internal device:  h m<sup>2</sup> K/kJ

external device:  h m<sup>2</sup> K/kJ

**Radiation depending shading control (internal model)**

Close if total radiation on window >  kJ/h m<sup>2</sup>

Open if total radiation on window <  kJ/h m<sup>2</sup>

**Reflection Coefficient of Internal Device**

towards window:  % / 100

towards zone:  % / 100

**Emissivity of Internal Device towards zone**

-

**Fraction of abs. Solar Radiation to Zone Air Node (CCISHADE)**

% / 100

---

**Convective Heat Transfer Coefficient of Window (glazing + frame)**

**Front (inside)**

☒ userdefined ☐ internal calculation

kJ/h m<sup>2</sup> K

**Back (outside)**

☒ userdefined ☐ internal calculation

kJ/h m<sup>2</sup> K

**Figura 3.22** – Finestra WINDOW TYPE MANAGER

I dati richiesti sono:

- *Tipo di finestra*: come per i muri, si può fare riferimento alle librerie (due, una tedesca e una statunitense, entrambe create dal *Laurence Berkeley Laboratory*) o creare un nuovo modello.
- *Area*: al momento della scrittura del file *\*bui* è sottratta automaticamente dall'area del muro al quale afferisce.
- *Categoria*: è creata automaticamente da TRNBuild in funzione di quella definita per il muro (esterno o adiacente).
- *Fattori di distribuzione* espliciti per la distribuzione della radiazione solare diretta che entra in una zona (*geosurf*).
- *Numero della superficie*: numero unico usato per l'identificazione di superficie e generato automaticamente da TRNBuild.
- *Guadagno attraverso la finestra*: è possibile definire un flusso di energia verso la superficie interna.

- *Orientamento*: deve essere definito per le finestre adiacenti e per quelle supplementari (finestre che non riferiscono ad un muro). Per le finestre adiacenti può essere usato l'orientamento di entrambi i lati.
- *Fattore di vista del cielo*
- *Dispositivo di ombreggiamento*: per una finestra esterna l'utente è possibile selezionare un dispositivo di ombreggiamento interno e/o esterno. In questo caso va specificato il suo fattore di ombreggiamento (definito come rapporto tra la superficie non trasparente e quella totale) che può essere una costante, un input o può essere fatto variare secondo una certa cadenza giornaliera o settimanale (*schedule*).

Nel il nostro caso le due finestre presenti hanno una superficie di  $3.36 \text{ m}^2$  ( $6.72 \text{ m}^2$  totali), il telaio occupa il 15% della superficie totale della finestra. La tipologia di vetrata è invece scelta dalla libreria, INS3\_XE\_2, che è una vetrata termoisolante a tre rivestimenti con intercapedini riempiti a Xenon caratterizzata da trasmittanza pari a  $0.4 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

La finestra riassuntiva di tutte le finestre e delle rispettive caratteristiche è riportata in Fig. 3.23:

The 'Windows' dialog box in Trnsys software is shown. It contains a table of existing windows and a form for defining a new window.

Surf	Type	Area	Category	u-Value	g-Value
3	INS3_XE_2	3.36	EXTERNAL	0.4	0.408
4	INS3_XE_2	3.36	EXTERNAL	0.4	0.408

Below the table, there are controls for defining a new window:

- Window type:** INS3\_XE\_2 (selected from a dropdown menu with '<< Library ...' button)
- Area:** 3.36 m<sup>2</sup>
- Category:** EXTERNAL (selected from a dropdown menu)
- Geosurf:** 0 (selected from a dropdown menu with a right arrow button)
- Gain:** 0 (selected from a dropdown menu with a right arrow button, unit kJ/h)
- Orientation:** S\_0\_90 (selected from a dropdown menu)
- View fac. to sky:** 0.5
- Internal shad. factor:** 0 (selected from a dropdown menu)
- Shading control:**
  - ☐ integrated radiation control acc. to window type
  - ☒ external control (included in shading factor)

**Figura 3.23** – Definizione delle finestre

L'ultimo passo delle operazioni da svolgere in TRNBuild (Fig. 3.24) consiste nella scelta degli output da visualizzare (suddivisi in output di zona o di superficie)

Outputs						
Resulting Output List						
No	Name	Unit	ZNr	Airnode	SurfNr	Description
1	TAIR_SOGG_CUCINA	C	1	SOGG_CUCINA		air temperature of airnode
2	QSENS_SOGG_CUCINA	kJ/hr	1	SOGG_CUCINA		sens. energy demand of airnode, heating
3	QLATD_SOGG_CUCINA	kJ/hr	1	SOGG_CUCINA		lat. energy demand of airnode, humidif. (-).
4	RELHUM_SOGG_CUCINA	%	1	SOGG_CUCINA		relativ humidity of airnode air
5	TOP_SOGG_CUCINA	C	1	SOGG_CUCINA		operative room temperature
6	ABSHUM_SOGG_CUCINA	kg/kg	1	SOGG_CUCINA		absolute air humidity
7	TALM_S8	C	1	SOGG_CUCINA	8	node temperature of active layer ->WALL
8	TOFL_S8	C	1	SOGG_CUCINA	8	fluid outlet temperature of active layer ->\
9	QALFL_S8	kJ/hr	1	SOGG_CUCINA	8	energy input by fluid of active layer ->W/A

**Figura 3.24** – Definizione degli output

Il modello della zona termica in esame è ultimato e si può caricare come file esterno al type56 di Trnsys Simulation Studio.



# Capitolo 4

## Simulazioni energetiche in regime stazionario: sistema radiante

### 4.1 Sistema radiante: caso “00” Calcolo della potenza massima richiesta e del fabbisogno energetico netto

In questo primo caso di studio si vuole semplicemente conoscere il carico sensibile, definito come l'energia necessaria per mantenere l'ambiente sopra (o sotto) una prefissata temperatura. Si sceglie una temperatura di set-point di 20°C, in regime di riscaldamento, e di 26°C, in regime di raffrescamento, per poi ricavare i rispettivi carichi sensibili dell'edificio associati a questa temperatura.

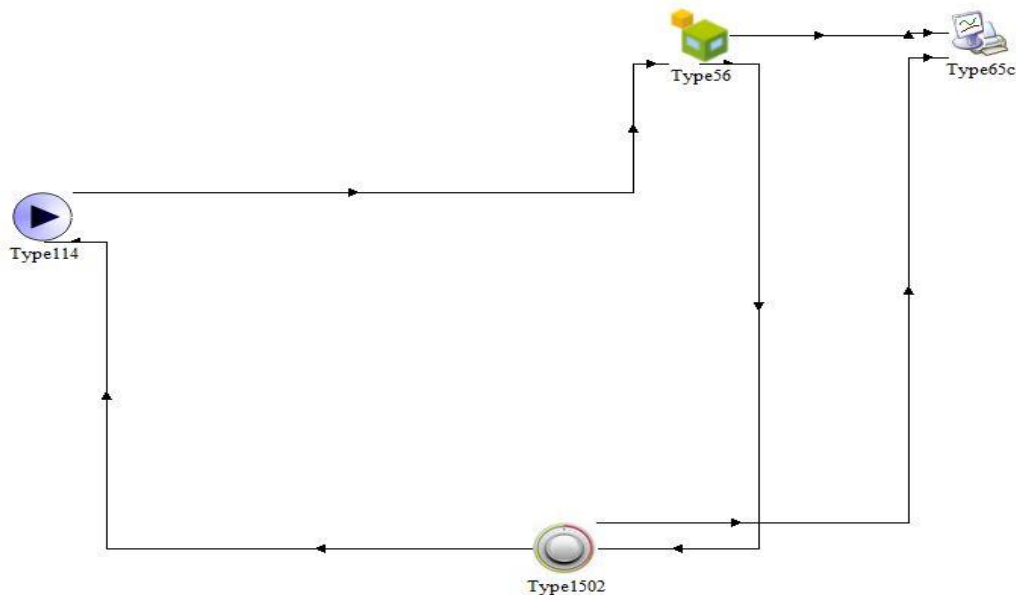
Attraverso TRNBuild si crea il modello dell'edificio da inserire poi come file esterno nella type 56. Le caratteristiche delle pareti e delle finestre rimangono invariate mentre i dati di regime vengono modificati a seconda di che cosa si vuole andare ad analizzare. Inoltre, solo in questo primo caso, non si considera il pavimento come active layer, questo perché non si vuole considerare il contributo dei pannelli radianti ma solamente il fabbisogno richiesto dalla stanza.

Come dati di regime vengono impostati:

- Infiltrazione e ventilazione nulla
- Nessun carico interno
- Funzione heating attiva con la temperatura di set-point fissata a 20°C e la potenza del sistema ideale al valore 'illimitato' (valore di default).
- Funzione cooling attiva con la temperatura di set-point fissata a 26°C e la potenza del sistema ideale al valore 'illimitato' (valore di default).

Una volta creato il file \*.bld, con Simulation Studio si è creata una finestra di assemblaggio composta dalle seguenti 4 type, vedi Figura 4.1:

- type 56: richiama la descrizione dell'edificio
- type 1502: termostato base
- type114: pompa idraulica
- type65: stampante



**Figura 4.1** – Finestra di assemblaggio caso 00

Per ogni type vengono impostati una serie di parametri, quelli più rilevanti sono:

- temperatura esterna minima  $\theta_{e\_min} = -5^{\circ}\text{C}$
- temperatura esterna massima  $\theta_{e\_max} = 33.6^{\circ}\text{C}$
- temperatura interna invernale  $\theta_i = 20^{\circ}\text{C}$
- temperatura interna estiva  $\theta_i = 26^{\circ}\text{C}$
- umidità relativa invernale  $\phi = 90\%$
- umidità relativa estiva  $\phi = 70\%$
- portata in ingresso alla pompa massima = 1000 kg/h
- temperatura in ingresso alla pompa in regime di riscaldamento =  $34^{\circ}\text{C}$
- temperatura in ingresso alla pompa in regime di raffrescamento =  $20^{\circ}\text{C}$
- timestep = 6 min

La simulazione ha mostrato i seguenti risultati:

fabbisogno in riscaldamento		fabbisogno in raffrescamento	
3500	kJ/h	9000	kJ/h
972	W	2500	W

Quindi impostando un calore specifico dell'acqua di 4.186 kJ/kg K e una differenza di temperatura di 2.5°C posso calcolare le relative portate:

$$\dot{m} = \frac{P}{c_p \Delta T}$$

Si ottengono le due portate espresse in litri/h:

Portata acqua in riscaldamento	Portata acqua in raffrescamento
334.4482	860.0096

Le due portate ottenute verranno utilizzate per i successivi casi di studio.

## 4.2 Sistema radiante: caso "01" Condizioni costanti

Questo caso vuole fare capire quale sia il comportamento dei pannelli radianti, definiti nell'edificio con la stratigrafia precedentemente descritta. Dovendo analizzare il comportamento termico dei pannelli si decide di analizzare solamente il regime in riscaldamento trascurando il raffrescamento.

Si imposta quindi il pavimento come Active Layer e si specifica portata e temperatura, in ingresso ai pannelli radianti, attraverso dei file input creati dalle type rappresentanti la pompa (vedi Figura 4.2).

**Definition Active Layer**

inlet temperature:  °C      inlet mass flow rate:  kg / h  
 number of fluid loops:       gain:  kJ / h

**Min. Inlet Mass Flowrate**

	specific value	absolute value
min. desired inlet mass flowrate (>0):	<input type="text" value="7.5"/> kg / h m <sup>2</sup>	<input type="text" value="337.50"/> kg / h
min. allowed inlet mass flowrate (>0):	<input type="text" value="6.03"/> kg / h m <sup>2</sup>	<input type="text" value="271.50"/> kg / h

**Serial connection of surfaces with active layers**

"Autosegmentation" subdivides the active surface into segments. Segment surfaces are created and connected in series automatically.

☐ show calculation      surface no. of segments:

**Figura 4.2** – Finestra di definizione dell'active layer

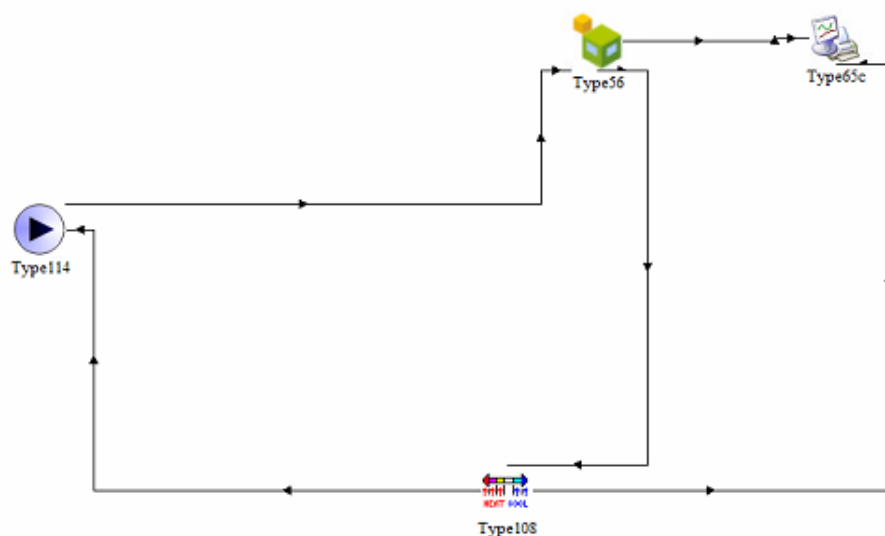
Si lascia la temperatura interna di set point di 20 °C e una banda morta (massimo intervallo al cui interno si può far variare la temperatura) di  $\pm 1$  °C.

Fissata la portata trovata con il caso precedente, si trova la temperatura minima in entrata ai pannelli radianti in grado di soddisfare il fabbisogno termico per il riscaldamento, che risulta essere 22.04 °C. Si eseguono quindi una serie di simulazioni, avanzando di 1 °C, fino ad una temperatura di ingresso ai pannelli di 36 °C cercando di osservare l'inerzia termica.

Si nota sin da subito, però, che il termostato scelto, agisce in maniera derivativa quindi quando l'impianto è acceso, nel time-step di 6 minuti, intuisce l'innalzamento e il superamento della temperatura di set-point fissata per l'aria, spegnendo l'impianto e quindi non permettendo di osservare l'inerzia del pannello.

Cambio quindi la type per il termostato e imposto il time-step ad 1 minuto. I componenti che partecipano alla simulazione, come mostra la Figura 4.3, sono quindi:

- type 56: richiama la descrizione dell'edificio
- type 108: termostato a più stadi
- type 114: pompa idraulica
- type 65: stampante



**Figura 4.3** – Finestra di assemblaggio caso 01

Scelgo come output della simulazione i seguenti valori:

- $T_{AIR}$  = temperatura dell'aria interna [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{OP}$  = temperatura operativa aria interna [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{OUT}$  = temperatura di uscita del fluido dai pannelli radianti [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{PAV}$  = temperatura superficiale del pannello [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $Q_{RAD}$  = Potenza termica emanata dai pannelli [ $\text{kJ/h}$ ]
- $Q_{RISC}$  = fabbisogno termico per riscaldamento [ $\text{kJ/h}$ ]

I dati ottenuti permettono, tramite foglio Excel, il calcolo di ulteriori parametri utili per l'analisi.

- $\Delta T$  = Temperatura acqua in ingresso – temperatura acqua in uscita [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- % ON = % di tempo di accensione dell'impianto
- $Q_{scamb}$  = potenza termica scambiata dal pannello calcolata come il prodotto tra portata in ingresso, calore specifico dell'acqua e  $\Delta T$
- Minimi e massimi di  $T_{air}$

Si ottengono i risultati globali riportati in Tabella 4.1 e 4.2:

<b>T<sub>in</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>T<sub>air</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>T<sub>max</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>T<sub>min</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>T<sub>op</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>% On</b>	<b>T<sub>out</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]	<b>T<sub>pav</sub></b> [ $^{\circ}\text{C}$ ]
<b>22.04</b>	19.990	19.990	19.9904	20.008	100.0	21.219	21.123

23	20.433	21.000	19.0022	20.450	75.8	21.655	21.559
24	20.197	21.000	19.0014	20.211	51.5	21.403	21.310
25	20.037	21.000	19.0002	20.049	35.8	21.212	21.122
26	19.936	20.999	19.0010	19.949	29.9	21.147	21.049
27	19.858	20.996	19.0001	19.870	22.8	21.032	20.937
28	19.875	20.995	19.0005	19.886	20.3	21.087	20.988
29	19.841	20.992	19.0000	19.852	16.7	21.023	20.929
30	19.776	20.990	19.0026	19.788	14.5	20.955	20.858
31	19.856	20.976	19.0012	19.868	13.7	21.082	20.982
32	19.736	20.996	19.0004	19.748	11.6	20.935	20.838
33	19.753	20.971	19.0005	19.764	10.4	20.932	20.838
34	19.792	21.005	19.0019	19.803	10.1	20.996	20.898
35	19.832	20.979	19.0000	19.843	9.1	21.014	20.918
36	19.899	21.064	19.0004	19.910	8.9	21.122	21.023

Tabella 4.1 – Output caso 01 parte 1

T <sub>in</sub> [°C]	deltaT [°C]	T <sub>air</sub> – T <sub>op</sub> [°C]	T <sub>out</sub> – T <sub>pav</sub> [°C]	Q <sub>rad</sub> [kJ/h]	Q <sub>risc</sub> [kJ/h]
22.04	0.821	0.0179	0.095	970.09	-1044.23
23	1.345	0.0160	0.095	1056.119	-1151.317
24	2.597	0.0141	0.093	1062.03	-1143.44
25	3.788	0.0127	0.091	1101.49	-1210.66
26	4.853	0.0124	0.098	1139.05	-1251.69
27	5.968	0.0119	0.094	1127.09	-1233.21
28	6.913	0.0119	0.098	1110.91	-1210.39
29	7.977	0.0114	0.094	1097.45	-1191.08
30	9.045	0.0118	0.096	1131.45	-1229.65
31	9.918	0.0115	0.100	1131.51	-1226.50
32	11.065	0.0121	0.097	1123.51	-1213.30
33	12.068	0.0115	0.094	1106.43	-1188.96
34	13.004	0.0112	0.099	1103.10	-1182.69
35	13.986	0.0106	0.095	1099.03	-1174.44
36	14.878	0.0107	0.100	1086.736	-1203.393

Tabella 4.2 – Output caso 01 parte 2

Dai risultati notiamo che si passa da un periodo del 100% di impianto acceso, con una temperatura di ingresso dell'acqua ai pannelli di 22.04°C, ad un periodo del 8,1% con una temperatura di ingresso di 36°C.

Con l'aumentare della  $T_{in}$  si notano alcune variazioni:

- una diminuzione trascurabile della differenza tra temperatura interna dell'aria e temperatura interna operativa passa da 0.018°C a 0.011°C
- una maggiore differenza tra temperatura d'uscita dell'acqua dal pannello radiante e temperatura superficiale del pavimento,
- un aumento della differenza di temperatura tra fluido in ingresso e fluido in uscita dal pannello che passa da 0.821 °C a 14.8°C.

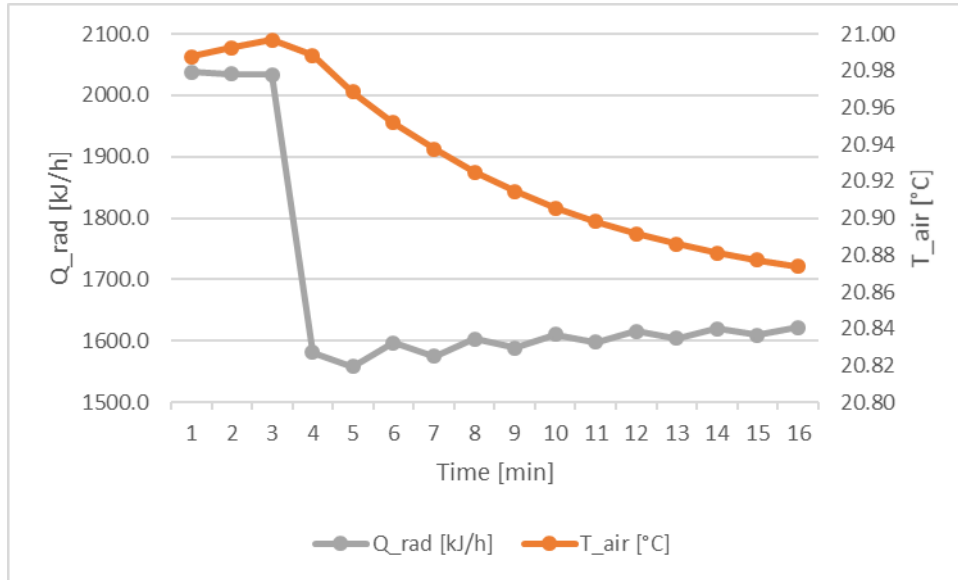
Volendo però osservare l'inerzia del pannello vado ad analizzare due temperature di ingresso dell'acqua, una intermedia e una massima: 26°C e 36°.

Con acqua in ingresso a 26°C notiamo che dopo lo spegnimento dell'impianto sia la temperatura dell'aria che l'energia rilasciata dal pannello tendono a scendere immediatamente.

$T_{in}=26^{\circ}\text{C}$				
Time-step [min]	$T_{air}$ [°C]	ON/OFF	$T_{pav}$ [°C]	$Q_{rad}$ [kJ/h]
1	20.987578	1.000	23.53135	2037.969971
2	20.992459	1.000	23.58463	2034.883634
3	20.996601	1.000	22.63405	2033.389651
4	20.988319	0.000	22.55549	1581.174060
5	20.968612	0.000	22.62410	1558.425547
6	20.951759	0.000	22.55772	1596.809731
7	20.937426	0.000	22.61654	1574.812021
8	20.925044	0.000	22.56002	1603.210361
9	20.914559	0.000	22.61042	1588.510899
10	20.905578	0.000	22.56227	1610.748304
11	20.897955	0.000	22.60611	1597.660957
12	20.891422	0.000	22.56401	1616.082165
13	20.885883	0.000	22.60186	1604.491844
14	20.881133	0.000	22.56610	1619.798213
15	20.877109	0.000	22.59835	1609.608146

**Tabella 4.3** – Analisi dettagliata caso 01  $T_{in} = 26^{\circ}\text{C}$

La temperatura scende di un paio di centesimi di grado al minuto mentre la potenza emessa, dopo lo scalino dovuto allo spegnimento dell'impianto, varia di una cinquantina di KJ/h per minuto, vedi Grafico 4.1.



**Grafico 4.1** – Andamento T dell'aria [°C] e potenza rilasciata dal pannello [kJ/h] caso 01 con  $T_{in}=26^{\circ}\text{C}$

Se invece si alimenta l'impianto con acqua a  $36^{\circ}\text{C}$ , si nota che dopo l'OFF, la temperatura dell'aria continua a salire fino a raggiungere il valore di  $21.03^{\circ}\text{C}$ , si evidenzia quindi un'inerzia maggiore rispetto ai  $26^{\circ}\text{C}$ .

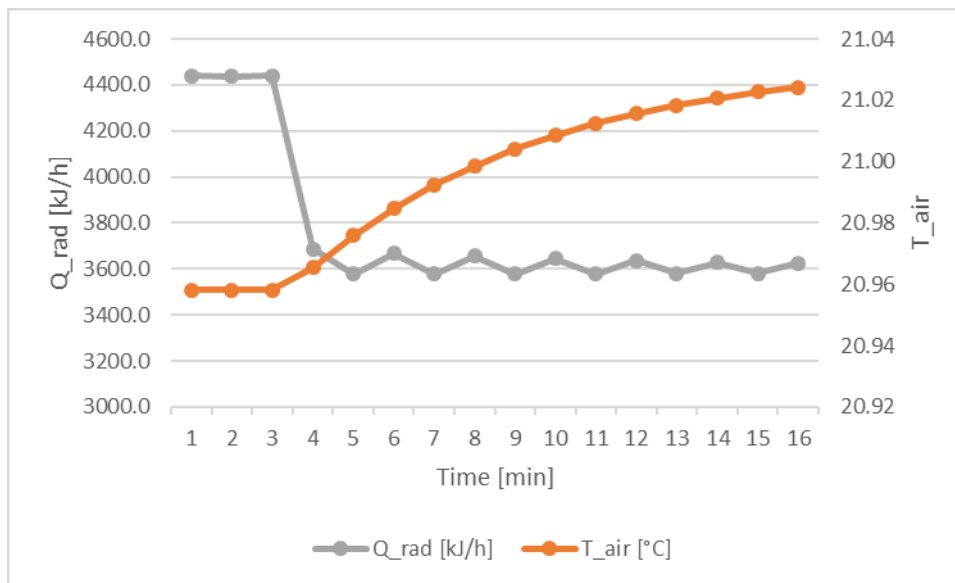
$T_{in}=36^{\circ}\text{C}$				
Time-step [min]	$T_{air}$ [°C]	ON/OFF	$T_{pav}$ [°C]	$Q_{rad}$ [kJ/h]
1	20.95806	1.000	26.28647	4438.51046
2	20.95807	1.000	26.28260	4436.53645
3	20.95808	1.000	26.28625	4438.39426
4	20.96535	0.000	24.14908	3686.19968
5	20.97597	0.000	23.99457	3579.22253
6	20.98474	0.000	24.13971	3668.77472
7	20.99235	0.000	24.00735	3577.99629
8	20.99860	0.000	24.13138	3655.21942
9	21.00405	0.000	24.01801	3578.11384
10	21.00850	0.000	24.12401	3644.61626
11	21.01241	0.000	24.02694	3579.04691
12	21.01558	0.000	24.11754	3636.25388
13	21.01838	0.000	24.03443	3580.44010



<b>14</b>	21.02064	0.000	24.11188	3629.60535
<b>15</b>	21.02265	0.000	24.04073	3582.05661

**Tabella 4.4** – Analisi dettagliata  $T_{in} = 36^{\circ}\text{C}$

La potenza rilasciata dai pannelli è naturalmente maggiore (più del doppio) e scende più velocemente rispetto al caso dei  $26^{\circ}\text{C}$  (con una variazione di circa 100 kJ/h per minuto), vedi Grafico 4.2.



**Grafico 4.2** – Andamento  $T$  dell'aria [ $^{\circ}\text{C}$ ] ed energia rilasciata dal pannello [kJ/h] con  $T_{in}=36^{\circ}\text{C}$

Si conclude quindi che:

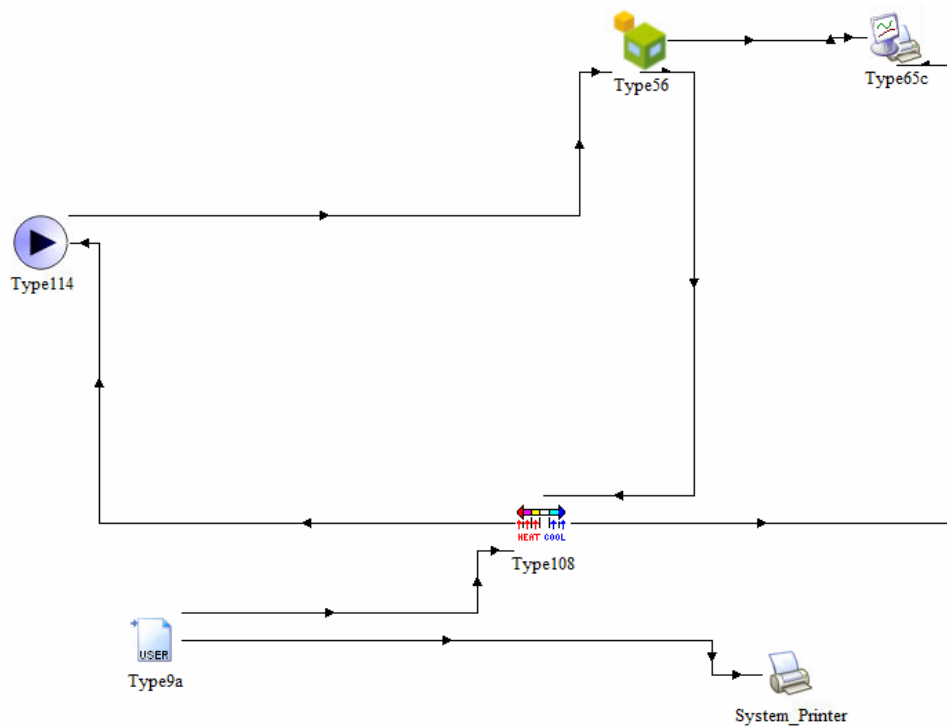
- con basse temperature di ingresso dell'acqua, l'inerzia del pannello si rileva solo dall'energia rilasciata dopo lo spegnimento dell'impianto.
- con alte temperature di ingresso dell'acqua si nota l'inerzia termica del pannello sia dall'energia rilasciata che dalla temperatura dell'aria dell'ambiente considerato.

## 4.2 Sistema radiante: Caso "02" Variazione del set-point

Partendo dal caso precedente, si vuole continuare ad analizzare il comportamento termico dei pannelli ma in una situazione in cui si ha una variazione della temperatura di set-point richiesta.

Il file \*.bld collegato alla Type 56 rimane invariato, mentre alla finestra di assemblaggio di Simulation Studio si aggiunge un file esterno di dati (type 9a) che viene collegato al termostato.

Questo file \*.txt stabilirà che la temperatura di set-point richiesta sarà di 16°C per tre giorni consecutivi, per poi richiedere 20°C per un giorno; questa variazione del set-point verrà ripetuta per tutta la durata della simulazione.



**Figura 4.4** – Finestra di assemblaggio caso 02

Come mostra la Figura 4.4, le type che partecipano alla simulazione sono quindi:

- type 56: richiama la descrizione dell'edificio
- type 108: termostato a più stadi
- type114: pompa idraulica
- type65: stampante
- type 9a: file esterno con variazione del set-point

Si richiedono gli stessi output del caso precedente e in aggiunta si calcolano le percentuali di tempo in cui l'aria dell'ambiente in analisi ha superato i 18 e i 20 gradi rispettivamente.

Otengo i risultati globali riportati in Tabella 4.5 e 4.6:

<b>T_in</b> [°C]	<b>T_air</b> [°C]	<b>T_max</b> [°C]	<b>T_min</b> [°C]	<b>T_op</b> [°C]	<b>% On</b>	<b>T_out</b> [°C]	<b>T_pav</b> [°C]	<b>T_in</b> [°C]
22.04	16.974	18.539	15.001	16.986	36.201	0.000	18.875	18.074
23	17.229	19.086	15.000	17.239	33.688	0.000	30.875	18.362
24	17.342	19.460	15.000	17.351	30.431	0.000	34.722	18.523
25	17.890	20.092	15.503	17.899	29.590	2.396	49.958	19.116
26	18.655	20.933	16.187	18.665	29.590	20.021	65.792	19.919
27	18.436	21.000	15.896	18.444	24.576	16.618	60.785	19.678
28	18.126	20.999	15.498	18.132	20.556	13.465	54.014	19.342
29	17.868	20.999	15.230	17.874	17.646	11.451	47.014	19.064
30	18.542	20.993	15.958	18.550	16.132	16.625	64.403	19.784
31	18.577	20.986	16.016	18.584	14.590	18.417	64.563	19.816
32	18.440	21.005	15.836	18.446	13.056	16.319	61.271	19.665
33	18.126	20.996	15.462	18.132	11.542	12.194	53.375	19.328
34	18.057	21.000	15.318	18.062	10.590	12.201	51.799	19.252
35	17.990	20.976	15.337	17.995	9.694	11.313	50.000	19.178
36	17.985	21.006	15.212	17.989	9.167	11.799	49.632	19.181

Tabella 4.5 – Output caso 02 parte 1

<b>T_in</b> [°C]	<b>deltaT</b> [°C]	<b>T_air-T_op</b> [°C]	<b>Tout – Tpav</b> [°C]	<b>MAX</b> [°C]	<b>Q_rad</b> [kJ/h]	<b>Q_risc</b> [kJ/h]
22.04	18.074	3.966	0.087	0.511	970.09	-1044.23
23	18.362	4.638	0.090	0.583	1011.33	-1080.48
24	18.523	5.477	0.095	0.658	1062.03	-1143.44
25	19.116	5.884	0.100	0.695	1101.49	-1210.66
26	19.919	6.081	0.104	0.718	1139.05	-1251.69
27	19.678	7.322	0.102	0.814	1127.09	-1233.21
28	19.342	8.658	0.100	0.918	1110.91	-1210.39
29	19.064	9.936	0.099	1.013	1097.45	-1191.08
30	19.784	10.216	0.102	1.033	1131.45	-1229.65
31	19.816	11.184	0.102	1.103	1131.51	-1226.50
32	19.665	12.335	0.101	1.191	1123.51	-1213.30
33	19.328	13.672	0.098	1.294	1106.43	-1188.96
34	19.252	14.748	0.098	1.379	1103.10	-1182.69
35	19.178	15.822	0.097	1.452	1099.03	-1174.44
36	19.181	16.819	0.098	1.536	1109.65	-1185.42

**Tabella 4.6** – Output caso 02 parte 2

Dai risultati globali notiamo che si passa da un periodo del 36% di impianto acceso, con una temperatura di ingresso dell'acqua ai pannelli di 22.04°C, ad un periodo del 9% con una temperatura di ingresso di 36°C.

Fino ad una temperatura di ingresso dell'acqua di 25°C, l'aria non riesce mai a raggiungere i 20°C ma supera i 18°C per il 50% del tempo considerato. Nel passaggio tra i 25 e i 26°C della temperatura d'ingresso dell'acqua si osserva un importante aumento di ore in cui l'aria ha una temperatura maggiore di 20°C (dal 2% al 20% del tempo).

In questo caso i dati globali non ci forniscono abbastanza informazioni utili, l'intento infatti è quello di capire di quanto tempo necessita effettivamente l'impianto per soddisfare le diverse richieste di temperatura di set point.

È quindi utile andare ad analizzare le temperature prese in esame nel caso precedente, 26°C e 36°C.

Per entrambe le temperature si estrapolano i dati ottenuti dalle simulazioni e si verifica quanti time-step sono necessari per raggiungere le temperature dell'aria richieste.

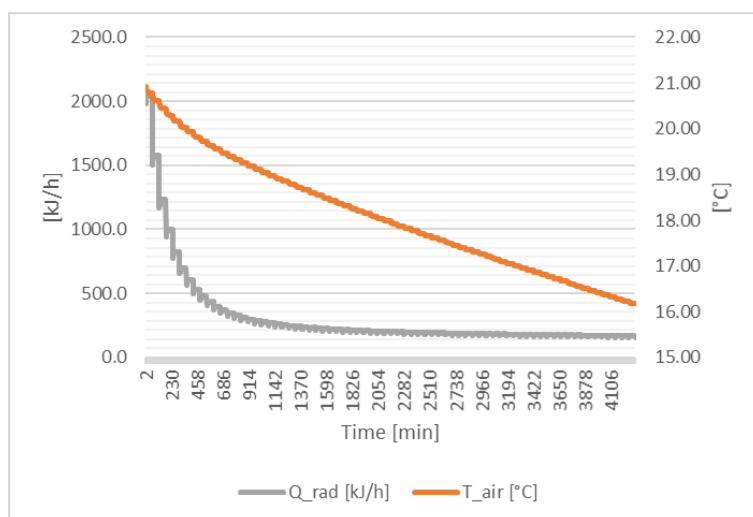
<b>T<sub>in</sub>=26°C</b>							
<b>Time-step</b> <b>[min]</b>	<b>Set-point</b> <b>[°C]</b>	<b>T<sub>air</sub></b> <b>[°C]</b>	<b>ON/OFF</b>	<b>T<sub>out</sub></b> <b>[°C]</b>	<b>T<sub>pav</sub></b> <b>[°C]</b>	<b>Q<sub>risc</sub></b> <b>[kJ/h]</b>	<b>Q<sub>rad</sub></b> <b>[kJ/h]</b>
1	20	20.933	1.000	23.839	23.589	-3025.669	2602.798
2	16	20.928	0.000	22.638	22.638	0.000	2016.766
3	16	20.908	0.000	22.561	22.561	0.000	1982.986
4	16	20.890	0.000	22.628	22.628	0.000	2033.389
5	16	20.875	0.000	22.562	22.562	0.000	2001.273
6	16	20.862	0.000	22.620	22.620	0.000	2043.323
7	16	20.852	0.000	22.564	22.564	0.000	2014.962
8	16	20.842	0.000	22.614	22.614	0.000	2050.149
9	16	20.835	0.000	22.566	22.566	0.000	2025.248
10	16	20.828	0.000	22.609	22.609	0.000	2051.752
11	16	20.822	0.000	22.568	22.568	0.000	2034.886
12	16	20.817	0.000	22.605	22.605	0.000	2055.258
13	16	20.813	0.000	22.570	22.570	0.000	2040.618
14	16	20.810	0.000	22.601	22.601	0.000	2057.657

15	16	20.807	0.000	22.571	22.571	0.000	2044.941
.....							
4259	16	16.190	0.000	16.374	16.374	0.000	170.395
4260	16	16.190	0.000	16.374	16.374	0.000	170.381
4261	16	16.190	0.000	16.374	16.374	0.000	170.395
4262	16	16.190	0.000	16.374	16.374	0.000	170.384
4263	16	16.187	0.000	16.333	16.333	0.000	155.625
4264	20	16.221	1.000	19.810	19.093	-8667.158	1693.302
4265	20	16.293	1.000	19.952	19.250	-8469.690	1751.346
4266	20	16.354	1.000	19.827	19.111	-8644.010	1635.030
4267	20	16.405	1.000	19.952	19.251	-8468.578	1692.815
4268	20	16.449	1.000	19.840	19.126	-8625.596	1594.234
4269	20	16.486	1.000	19.952	19.250	-8469.510	1649.966
4270	20	16.518	1.000	19.851	19.137	-8610.722	1565.641

**Tabella 4.7** – Analisi dettagliata caso 02  $T_{in} = 26^{\circ}\text{C}$

Come mostra la Tabella 4.7, con una temperatura di ingresso dell'acqua di  $26^{\circ}\text{C}$ , nel momento in cui si cambia la richiesta di set-point da  $20^{\circ}\text{C}$  a  $16^{\circ}\text{C}$ , la  $T_{air}$  ha raggiunto i  $20.99^{\circ}\text{C}$  (la banda morta è sempre impostata ad  $1^{\circ}\text{C}$ ) e per scendere a  $16.1^{\circ}\text{C}$  impiega un tempo di 71 ore.

Si osserva anche che la potenza emanata dal pannello a impianto spento passa da 2600 KJ/h a qualche centinaio in corrispondenza dei  $16^{\circ}\text{C}$ , come mostra il Grafico 4.3:



**Grafico 4.3**– Andamento  $T$  dell'aria  $[^{\circ}\text{C}]$  e potenza rilasciata dal pannello  $[\text{kJ/h}]$  con  $T_{in}=26^{\circ}\text{C}$

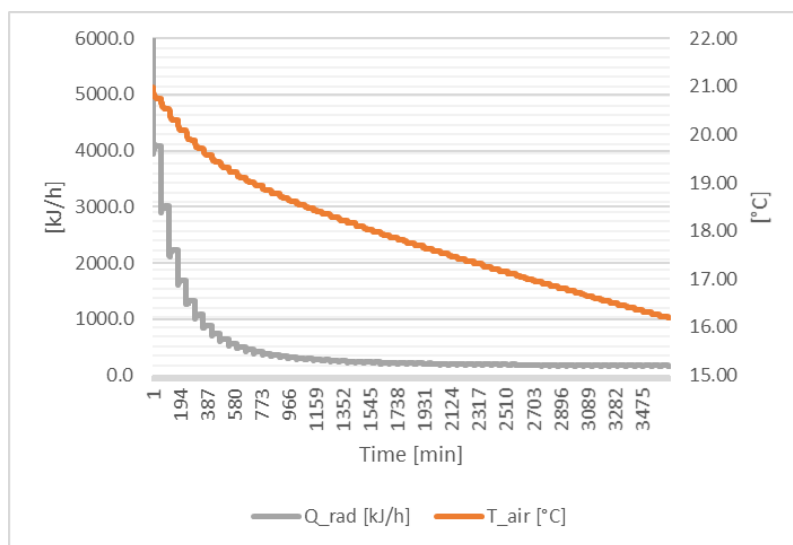
Analizzando gli stessi dati ma con temperatura dell'acqua in ingresso di 36°C si nota innanzitutto che nell'istante in cui si imposta la richiesta di set-point da 20°C a 16°C, già da 10 ore l'impianto è spento e l'aria che sta diminuendo ha raggiunto i 19.1°C. il cambio set point accentua la diminuzione della T<sub>air</sub> sono necessarie 61 dall'off ore per raggiungere circa i 16°C. Inoltre nel time-step in cui il set-point viene reimpostato a 20°C la T<sub>air</sub> è arrivata a 15.4°C, vedi Tabella 4.8.

**T<sub>in</sub>=36°C**

Time-step [min]	Set-point [°C]	T <sub>air</sub> [°C]	ON/OFF	T <sub>out</sub> [°C]	T <sub>pav</sub> [°C]	Q <sub>risc</sub> [kJ/h]	Q <sub>rad</sub> [kJ/h]
1.000	20.000	20.953	0.000	28.489	27.618	- 10517.515	6291.043
2.000	20.000	20.988	0.000	24.265	24.265	0.000	4028.639
3.000	20.000	20.952	0.000	24.087	24.087	0.000	3933.143
4.000	20.000	20.922	0.000	24.244	24.244	0.000	4054.143
5.000	20.000	20.897	0.000	24.092	24.092	0.000	3969.427
6.000	20.000	20.875	0.000	24.227	24.227	0.000	4070.880
7.000	20.000	20.857	0.000	24.098	24.098	0.000	3996.494
8.000	20.000	20.842	0.000	24.213	24.213	0.000	4081.802
9.000	20.000	20.829	0.000	24.103	24.103	0.000	4016.795
10.000	20.000	20.818	0.000	24.202	24.202	0.000	4088.709
630.000	20.000	19.115	0.000	19.619	19.619	0.000	509.199
631.000	20.000	19.115	0.000	19.620	19.620	0.000	509.247
632.000	20.000	19.115	0.000	19.619	19.619	0.000	509.205
633.000	20.000	19.109	0.000	19.495	19.495	0.000	429.172
634.000	16.000	19.097	0.000	19.485	19.485	0.000	428.482
635.000	16.000	19.087	0.000	19.493	19.493	0.000	436.488
636.000	16.000	19.078	0.000	19.484	19.484	0.000	436.408
637.000	16.000	19.070	0.000	19.491	19.491	0.000	442.781
3661.000	16.000	16.210	0.000	16.361	16.361	0.000	159.231
3662.000	16.000	16.205	0.000	16.363	16.363	0.000	162.293
3663.000	16.000	16.200	0.000	16.360	16.360	0.000	162.658
3664.000	16.000	16.196	0.000	16.362	16.362	0.000	165.093
3665.000	16.000	16.193	0.000	16.360	16.360	0.000	165.258
3666.000	16.000	16.190	0.000	16.362	16.362	0.000	167.206
3667.000	16.000	16.188	0.000	16.359	16.359	0.000	167.235

**Tabella 4.8** – Analisi dettagliata caso 02 T<sub>in</sub> = 36°C

Come mostra il Grafico 4.4, l'energia emanata dal pannello a impianto spento, con questa temperatura di ingresso dell'acqua, passa dai 4000 kJ/h a qualche centinaio quando la  $T_{air}$  ha raggiunto i 16°C circa.



**Grafico 4.4** – Andamento  $T$  dell'aria [°C] e potenza rilasciata dal pannello [kJ/h] con  $T_{in}=36^{\circ}\text{C}$

### 4.3 Sistema radiante: caso “03” Variazione dei carichi interni

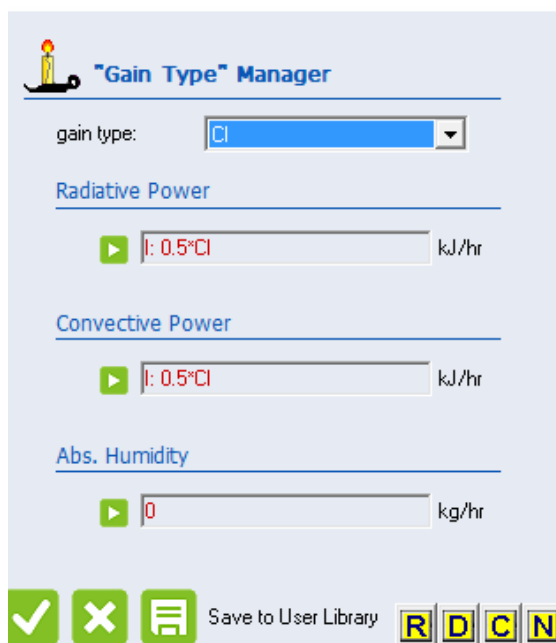
La situazione presa ora in esame presenta il caso in cui si ha una variazione dei carichi interni (persone, luci, apparecchi, ecc.). La Tabella 4.9 mostra il consumo degli elettrodomestici elettrici di uso comune.

Apparecchio	Potenza assorbita	Potenza targa min./max.	Utilizzo medio	Consumi medi annui
	W	W		kWh/a
<b>Apparecchi audiovisivi</b>	160	100/600	Giornaliero	355
<b>Asciugacapelli</b>	800	600/1200	0,5 h/sett.	20
<b>Aspirapolvere</b>	1.000	700/2.000	0,75 h/sett.	40
<b>Cappa aspirante</b>	150	140/400	4 h/sett.	30
<b>Ferro da stiro</b>	1.000	1.000/2.200	2 h/sett.	100
<b>Forno elettrico</b>	2.000	1.800/2.200	1 h/sett.	100
<b>Frigorifero (Cl. A+)</b>	200	100/300	Intermittente	296
<b>Frigocongelatore (8-10 anni)</b>	300	300/550	Intermittente	640
<b>Illuminazione (alogeni)</b>	180	1200/1500	Giornaliero	375

<b>Lavastoviglie</b>	2.100	2000/2200	5 cicli/settim.	370
<b>Lavabiancheria</b>	2.200	1.850/2.700	2 cicli/settim.	225
<b>Personal computer (desktop)</b>	200	150/250	Giornaliero	130
<b>Periferiche</b>	40	20/120	Giornaliero	25
<b>PC portatile</b>	30.	15/40	Giornaliero	65
<b>Play station</b>	130	40/140	Giornaliero	40/230

**Tabella 4.9** – Consumi apparecchi elettrici

Nel file \*.bld di TRNBuild, viene creato un input esterno che rappresenta appunto il carico interno e sempre con la “Gain Type Manager” viene specificato il contributo radiativo e convettivo che compone questa potenza, come mostra la Figura 4.5.

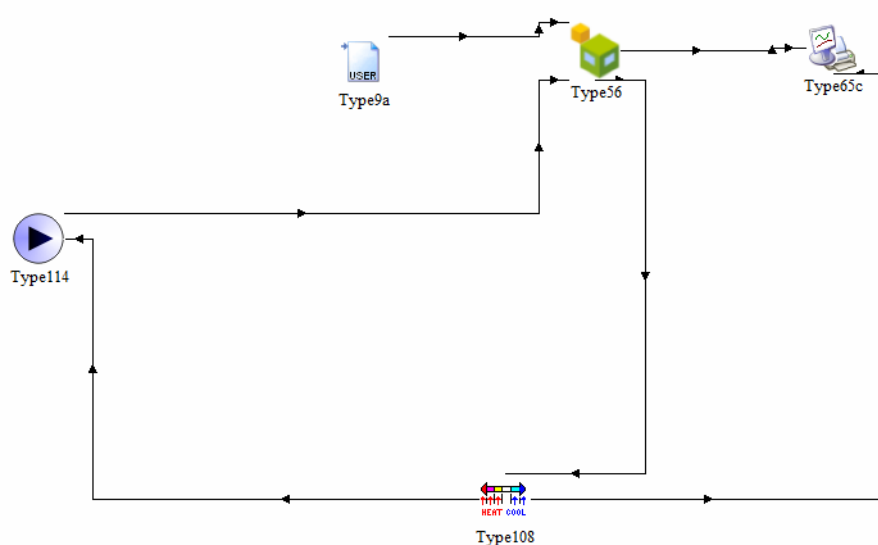


**Figura 4.5** – Finestra Gain Type Manager

Fatto questo viene attivata la funzione GAIN dai dati di regime e inserito l’input appena creato. Per questo caso di studio viene ripetuta per tutta la simulazione una situazione in cui si alternano 48 ore con 300 W (1080 KJ/h) di carichi interni e 48 ore di carichi nulli.

Ritornando a Simulation Studio, si crea un collegamento tra il file testo, che rappresenta appunto la situazione appena descritta, e il nuovo input della Type 56.





**Figura 4.6** – Finestra di assemblaggio caso 03

Come mostra la Figura 4.6, le type che partecipano alla simulazione sono quindi:

- type 56: richiama la descrizione dell'edificio
- type 108: termostato a più stadi
- type114: pompa idraulica
- type65: stampante
- type 9a: file esterno con variazione dei carichi interni

Otengo i risultati globali riportati in Tabella 4.10 e 4.11:

<b>T_in</b>	<b>T_air</b>	<b>T max</b>	<b>T_min</b>	<b>T_op</b>	<b>% ON</b>	<b>T&gt;20°C</b>	<b>T_out</b>
<b>22.04</b>	20.192	21.000	19.0056	20.111	38.743	54.549	20.665
<b>23</b>	20.290	21.003	19.0012	20.206	28.264	69.125	20.767
<b>24</b>	20.516	21.293	19.0005	20.431	21.403	74.931	20.973
<b>25</b>	20.110	21.000	19.0006	20.026	17.931	59.424	20.616
<b>26</b>	20.161	20.999	19.0011	20.078	14.632	65.361	20.695
<b>27</b>	20.221	21.069	19.0009	20.137	11.285	64.938	20.729
<b>28</b>	20.220	21.003	19.0001	20.135	9.507	65.188	20.722
<b>29</b>	20.019	20.991	19.0000	19.933	8.160	67.514	20.520
<b>30</b>	19.970	20.997	19.0005	19.885	7.222	56.424	20.493
<b>31</b>	20.029	21.020	19.0003	19.943	6.188	67.465	20.515

<b>32</b>	19.938	20.999	19.0003	19.853	5.667	55.090	20.446
<b>33</b>	19.951	20.996	19.0004	19.865	4.972	38.986	20.445
<b>34</b>	20.017	21.118	19.0004	19.931	4.778	44.410	20.523
<b>35</b>	19.962	21.041	19.0001	19.962	4.056	52.556	20.424
<b>36</b>	20.061	21.054	19.0002	19.955	3.181	71.708	20.440

**Tabella 4.10** – Output caso 03 parte 1

<b>T_in</b>	<b>T_pav</b>	<b>deltaT</b>	<b>Tout - Tpav</b>	<b>Tout-Tpav MAX</b>	<b>Q_rad</b>	<b>Q_risc</b>
<b>22.04</b>	20.624	1.375	0.041	0.212	529.097	-498.462
<b>23</b>	20.723	2.233	0.043	0.282	542.146	-522.732
<b>24</b>	20.931	3.027	0.041	0.355	530.433	-498.936
<b>25</b>	20.568	4.384	0.048	0.431	572.435	-577.497
<b>26</b>	20.645	5.305	0.050	0.505	594.604	-603.696
<b>27</b>	20.682	6.271	0.047	0.580	575.214	-572.295
<b>28</b>	20.676	7.278	0.047	0.654	573.603	-564.981
<b>29</b>	20.474	8.480	0.046	0.728	581.261	-559.438
<b>30</b>	20.445	9.507	0.048	0.802	596.570	-579.546
<b>31</b>	20.470	10.485	0.045	0.877	568.847	-541.869
<b>32</b>	20.400	11.554	0.047	0.951	585.376	-563.641
<b>33</b>	20.399	12.555	0.045	1.025	572.233	-545.371
<b>34</b>	20.476	13.477	0.047	1.099	582.307	-565.944
<b>35</b>	20.381	14.576	0.043	1.175	548.863	-513.207
<b>36</b>	20.405	14.560	0.036	1.249	508.567	-429.392

**Tabella 4.11** – Output caso 03 parte 2

Dalla Tabella 4.9 si nota il passaggio da un periodo di impianto acceso del 38% per una temperatura di ingresso dell'acqua ai pannelli di 22.04°C, ad un periodo del 4% per una temperatura di ingresso di 36°C.

Se si confronta questa situazione con il caso 01 (caso base) si evidenzia la sostanziale differenza nei valori percentuali di ON/OFF dell'impianto che dimostra il sostanziale contributo degli apporti interni per il raggiungimento della temperatura di set-point.

Tra caso 01 e caso 03 si evidenzia anche la sostanziale differenza della potenza erogata dal pannello radiante espressa in KJ/h. vedi Tabella 4.12.

T_IN	% ON caso 01	% ON caso 03	T_IN	Q_rad caso 01	Q_rad caso 03
22.04	100.0	38.7	22.04	970.09	529.09
23	75.8	28.2	23	1056.119	542.14
24	51.5	21.4	24	1062.03	530.43
25	35.8	17.9	25	1101.49	572.43
26	29.9	14.6	26	1139.05	594.60
27	22.8	11.2	27	1127.09	575.21
28	20.3	9.5	28	1110.91	573.60
.....			.....		

**Tabella 4.12** – Confronto ON-OFF e potenza erogata dal pannello caso 01-03

Per capire meglio come reagiscono i pannelli radianti è utile analizzare le solite temperature di riferimento di ingresso dell'acqua. Sarà inoltre utile fare un confronto con il caso base (caso 01), in cui non ho variazioni di nessun tipo.

Le Tabella 4.13 mostra i risultati ottenuti per una T<sub>in</sub> di 26°C, utili per un confronto con il caso base in cui non ho presenti i carichi interni, Tabella 4.14.

T <sub>in</sub> =26°C gain						
Time [min]	T <sub>air</sub> [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	ON/OFF	T <sub>out</sub> [°C]	T <sub>pav</sub> [°C]	Q <sub>rad</sub> [KJ/h]
0	20.999	20.883	1.000	23.547	23.262	2321.880
1	20.989	20.780	0.000	22.167	22.167	1662.579
2	20.963	20.758	0.000	22.091	22.091	1633.700
3	20.940	20.751	0.000	22.155	22.155	1684.268
4	20.921	20.734	0.000	22.091	22.091	1655.741
5	20.904	20.729	0.000	22.147	22.147	1697.746
6	20.890	20.716	0.000	22.092	22.092	1672.304
7	20.878	20.713	0.000	22.140	22.140	1707.303
8	20.867	20.703	0.000	22.093	22.093	1684.779
9	20.858	20.702	0.000	22.135	22.135	1710.611
.....						
171	20.752	20.586	0.000	21.180	21.180	753.843
172	20.749	20.585	0.000	21.194	21.194	761.482
173	20.746	20.582	0.000	21.181	21.181	757.200

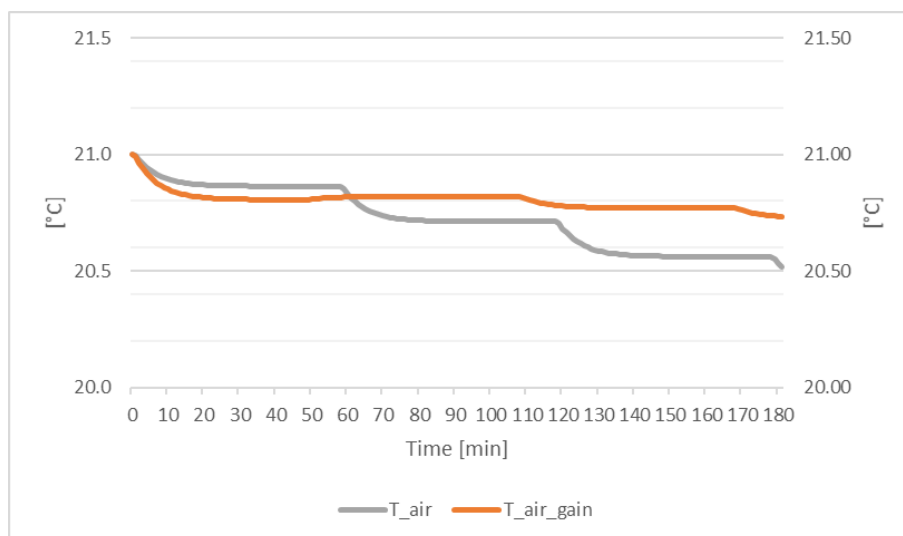
174	20.743	20.582	0.000	21.193	21.193	763.545
175	20.741	20.579	0.000	21.181	21.181	759.768
176	20.739	20.579	0.000	21.191	21.191	765.047
177	20.737	20.577	0.000	21.182	21.182	761.735
178	20.735	20.577	0.000	21.190	21.190	766.135
179	20.734	20.576	0.000	21.182	21.182	763.244
180	20.733	20.576	0.000	21.189	21.189	766.918

Tabella 4.13 – Analisi dettagliata caso 03 T<sub>in</sub> = 26°C

T <sub>in</sub> =26°C no gain						
Time [min]	T <sub>air</sub> [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	ON/OFF	T <sub>out</sub> [°C]	T <sub>pav</sub> [°C]	Q <sub>rad</sub> [KJ/h]
0	20.99937	21.05385	1.00000	23.83884	23.58815	2512.51561
1	20.99581	20.96766	0.00000	22.63077	22.63077	1922.84899
2	20.97620	20.95000	0.00000	22.55963	22.55963	1892.36761
3	20.95946	20.94568	0.00000	22.62104	22.62104	1938.75091
4	20.94528	20.93214	0.00000	22.56102	22.56102	1909.59280
5	20.93312	20.92971	0.00000	22.61371	22.61371	1948.26291
6	20.92283	20.91923	0.00000	22.56264	22.56264	1922.48556
7	20.91400	20.91807	0.00000	22.60783	22.60783	1954.82390
8	20.90659	20.90990	0.00000	22.56397	22.56397	1933.80893
9	20.90014	20.90964	0.00000	22.60369	22.60369	1956.39565
....						
171	20.56147	20.58047	0.00000	21.60588	21.60588	1159.63466
172	20.56147	20.58043	0.00000	21.60543	21.60543	1159.42560
173	20.56146	20.58046	0.00000	21.60585	21.60585	1159.62310
174	20.56146	20.58042	0.00000	21.60546	21.60546	1159.44502
175	20.56145	20.58045	0.00000	21.60581	21.60581	1159.61269
176	20.56145	20.58042	0.00000	21.60548	21.60548	1159.46109
177	20.56145	20.58045	0.00000	21.60579	21.60579	1159.60343
178	20.56145	20.58042	0.00000	21.60551	21.60551	1159.47432
179	20.55194	20.51723	0.00000	21.30249	21.30249	877.45959
180	20.53396	20.50460	0.00000	21.27725	21.27725	872.35521

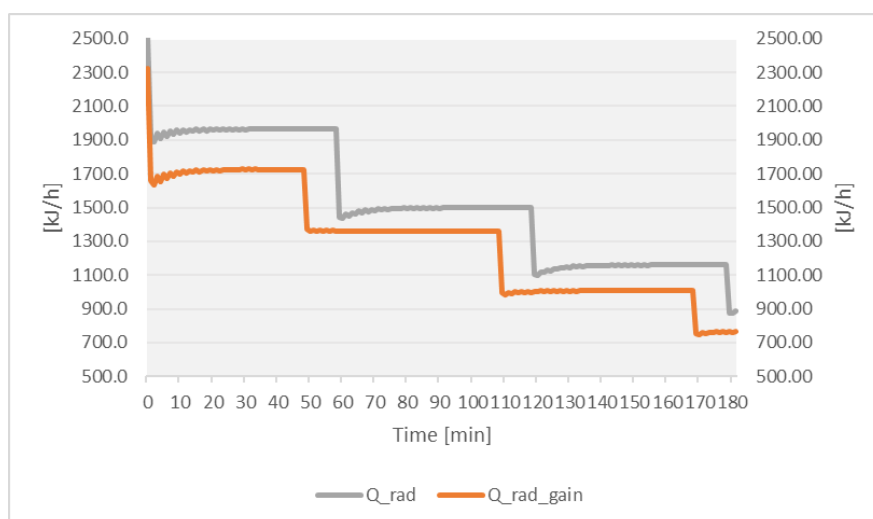
Tabella 4.14 – Analisi dettagliata caso 01 T<sub>in</sub> = 26°C

Al momento dello spegnimento dell'impianto, con acqua in ingresso a 26°C, l'aria ha, sia nel caso 01 che in questo caso con carichi attivi, la temperatura di 20.99°C. Essa diminuisce però in maniera diversa. Con i carichi infatti, dopo tre ore, la temperatura dell'aria ha raggiunto i 20.73°C mentre senza carichi, trascorso lo stesso periodo, risulta essere 20.53°C, vedi Grafico 4.5.



**Grafico 4.5** – Confronto tra T dell'aria [°C] caso 01 e caso 03, T<sub>in</sub>=26°C

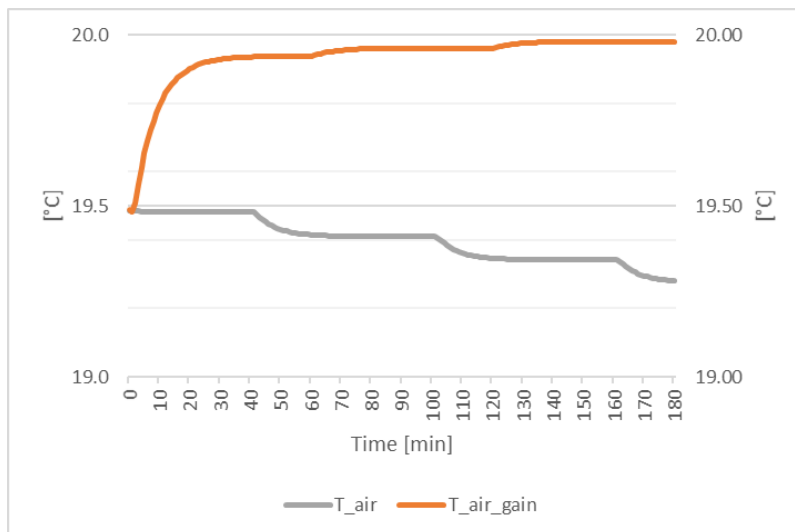
In entrambi i casi a confronto, allo spegnimento dell'impianto, consegue una diminuzione della potenza erogata dal pannello radiante (Q<sub>rad</sub>); questo calo segue lo stesso andamento ma nel caso 01 la potenza erogata è circa 150 KJ/h maggiore rispetto alla situazione con carichi attivi, vedi Grafico 4.6.



**Grafico 4.6** – Confronto della potenza emessa dal pannello [kJ/h] caso 01 e caso 03, T<sub>in</sub>=26°C

Fare un confronto del genere, per una temperatura d'ingresso dell'acqua ai pannelli pari a 36°C, è impossibile dato che con i carichi interni inseriti si ha l'ON dell'impianto per solamente il 3% del tempo totale. Si analizzano quindi gli istanti in cui subentrano i carichi e la temperatura della stanza va diminuendo a causa dell'impianto spento. Questi si confrontano poi con gli stessi istanti ma del caso 01, vedi Grafico 4.7 e Tabella 4.15. Immediatamente si nota come la temperatura dell'aria nel caso 03 (carichi on) inizi a salire pur essendoci l'impianto spento, cosa che non accade in una situazione senza carichi interni in cui invece la  $T_{air}$  va a diminuire fino a richiedere l'ON.

Grazie a questo grafico in cui si prende un tempo ridotto di tre ore, si nota che senza carichi si ha una variazione a gradino della  $T_{air}$  (di circa un decimo di grado) dovuta dagli scambi convettivi e radiativi del pannello mentre si raffredda. Nel time-step in cui avviene questa variazione della potenza, il contributo radiativo varia fino ad annullarsi; questo comporta quindi la diminuzione della  $T_{air}$  osservata nel precedente grafico.



**Grafico 4.7** – Confronto tra  $T$  dell'aria [°C] caso 01 e caso 03,  $T_{in}=36^{\circ}\text{C}$

Questo andamento si può notare più dettagliatamente analizzando i dati tabulati che riportano il fenomeno appena spiegato.

<b><math>T=36^{\circ}\text{C}</math></b>						
<b>gain</b>						
<b>Time [min]</b>	<b><math>T_{air}</math> [°C]</b>	<b><math>T_{op}</math> [°C]</b>	<b>ON/OFF</b>	<b><math>T_{out}</math> [°C]</b>	<b><math>T_{pav}</math> [°C]</b>	<b><math>Q_{rad}</math> [KJ/h]</b>
<b>0</b>	19.56041	19.567	0.000	19.936	19.936	370.336
<b>1</b>	19.55539	19.532	0.000	19.845	19.845	317.452

2	19.57954	19.576	0.000	19.870	19.870	318.276
3	19.63411	19.608	0.000	19.883	19.883	305.719
4	19.68148	19.635	0.000	19.879	19.879	284.356
5	19.72261	19.659	0.000	19.890	19.890	272.343
6	19.75845	19.680	0.000	19.886	19.886	256.110
7	19.78975	19.698	0.000	19.896	19.896	247.352
8	19.81711	19.714	0.000	19.891	19.891	236.927
<b>T=36°C</b>						
<b>no gain</b>						
<b>Time [min]</b>	<b>T<sub>air</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>op</sub> [°C]</b>	<b>ON/OFF</b>	<b>T<sub>out</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>pav</sub> [°C]</b>	<b>Q<sub>rad</sub> [KJ/h]</b>
0	19.56024	19.56381	0.00000	19.91066	19.91066	346.36176
1	19.55941	19.56349	0.00000	19.91242	19.91242	347.47569
2	19.55871	19.56293	0.00000	19.91066	19.91066	347.01155
3	19.55809	19.56271	0.00000	19.91217	19.91217	347.92581
4	19.55756	19.56227	0.00000	19.91068	19.91068	347.50360
5	19.55711	19.56212	0.00000	19.91196	19.91196	348.25623
6	19.55671	19.56178	0.00000	19.91071	19.91071	347.87669
7	19.55637	19.56168	0.00000	19.91180	19.91180	348.49808
8	19.55607	19.56142	0.00000	19.91074	19.91074	348.16010
9	19.55582	19.56135	0.00000	19.91167	19.91167	348.67448

**Tabella 4.15** – Confronto caso 01 e caso 03 con T<sub>in</sub> = 36°C

Queste analisi dimostrano come la richiesta termica, per garantire il comfort all'interno di un edificio ad alta coibentazione, sia scarsamente dipendente dalle condizioni climatiche esterne, mentre risultano percentualmente rilevanti i così detti “apporti gratuiti” quali i carichi interni.

#### 4.4 Sistema radiante: caso “04” VMC con recuperatore di calore

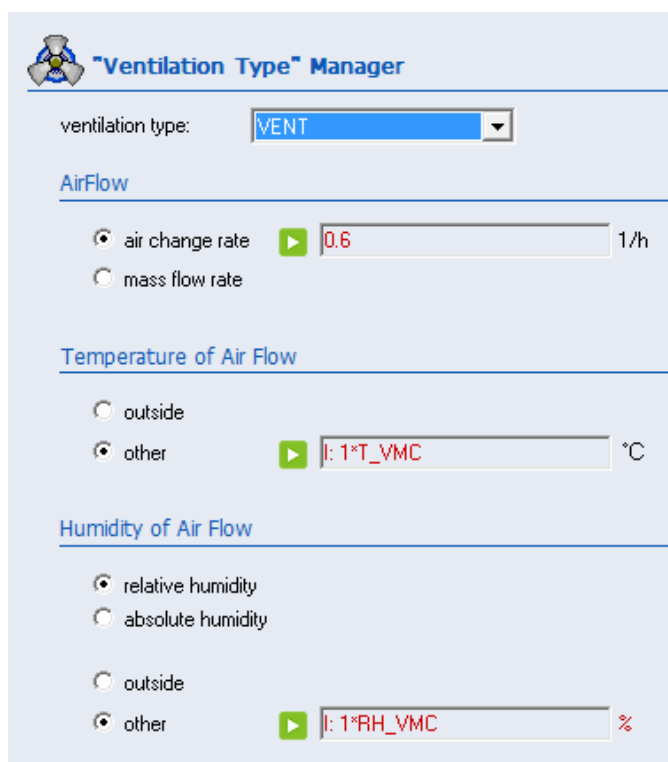
Si riparte dalla situazione del Paragrafo 4.3, basandosi quindi sul modello dell'edificio con la presenza di carichi interni approssimati a 1080 KJ/h (300W).

Nei vecchi edifici il rinnovo dell'aria all'interno degli ambienti veniva in qualche modo assicurato da infiltrazioni attraverso gli infissi o l'involucro edilizio, oggi, con i moderni materiali isolanti ed i sistemi di nuova generazione, gli edifici hanno bisogno di un

rinnovo costante dell'aria che ci obbliga ad aprire frequentemente le finestre disperdendo una notevole quantità di energia termica.

Si vuole inserire quindi un sistema di ventilazione dell'edificio a doppio flusso, che garantisca un ricambio costante dell'aria negli ambienti con un dispendio energetico contenuto, grazie al recupero di calore. Innanzitutto si accede a Simulation Studio e nel modello precedente, come mostra la Figura 4.7, viene attivata la funzione ventilazione attraverso "Type Manager" specificando:

- il tasso di ricambio d'aria che viene fissato a 0.6 vol/h (che corrispondono a 95 kg/h);
- la temperatura dell'aria di ricambio viene definiti come input calcolato dal recuperatore
- l'umidità relativa si fissa invece ad un valore medio del 50%



The screenshot shows the "Ventilation Type" Manager window. At the top, there is a "ventilation type:" dropdown menu set to "VENT". Below this, there are three sections: "AirFlow", "Temperature of Air Flow", and "Humidity of Air Flow". In the "AirFlow" section, "air change rate" is selected with a value of 0.6 1/h. In the "Temperature of Air Flow" section, "other" is selected with a value of I: 1\*T\_VMC °C. In the "Humidity of Air Flow" section, "relative humidity" is selected, and "other" is selected with a value of I: 1\*RH\_VMC %.

**Figura 4.7** – Finestra di assemblaggio caso 03

A questo punto si carica il nuovo modello nella type 56 di TRNBuild e si sceglie dalla libreria una type che possa equivalere al recuperatore di calore.

Viene scelta la type 5e che rappresenta uno scambiatore di calore a flussi incrociati non miscelati, con efficienza del 90% calcolata per un valore fissato del coefficiente globale di scambio termico. Si assume la temperatura dell'aria in entrata lato freddo pari a -5°C (si mantiene la stessa temperatura esterna degli altri casi di studio) mentre la temperatura



in entrata dell'aria lato caldo corrisponde alla temperatura dell'aria dell'ambiente considerato, rappresentato da un output della type 56.

Il dato che interessa ricavare dal recuperatore e che viene calcolato, è la temperatura di ricambio dell'aria di rinnovo che viene utilizzata dal sistema di ventilazione.

Fatti quindi tutti i collegamenti nella finestra di assemblaggio di Simulation Studio, vengono fatte partire le simulazioni partendo come sempre da una temperatura di ingresso dell'acqua ai pannelli di 22.04 °C e aumentandola di un grado alla volta, vedi Tabella 4.16.

<b>T_in</b>	<b>T_air</b>	<b>T_air max</b>	<b>% On</b>	<b>T_out</b>	<b>T_pav</b>	<b>T_vmc</b>
<b>22.04</b>	20.109	20.99982	66.167	20.960	20.898	17.599
<b>23</b>	20.136	20.99846	45.000	20.993	20.927	17.624
<b>24</b>	20.356	21.19396	36.701	21.222	21.154	17.822
<b>25</b>	20.166	21.00065	29.340	21.080	21.007	17.651
<b>26</b>	20.179	20.99994	21.771	21.058	20.989	17.663
<b>27</b>	19.656	20.99678	17.139	20.504	20.437	17.192
<b>28</b>	19.995	20.99765	13.090	20.829	20.765	17.497
<b>29</b>	20.029	21.03673	11.201	20.855	20.792	17.527
<b>30</b>	19.914	21.00115	11.090	20.779	20.708	17.424
<b>31</b>	19.851	21.00690	9.889	20.730	20.659	17.368
<b>32</b>	19.860	21.00917	9.049	20.744	20.672	17.375
<b>33</b>	19.887	21.07865	7.583	20.738	20.671	17.400
<b>34</b>	19.783	21.00340	7.264	20.653	20.582	17.306
<b>35</b>	19.612	21.020	6.660	20.479	20.409	17.152
<b>36</b>	19.978	21.05386	6.410	20.851	20.780	17.482

**Tabella 4.16** – Output caso 04 parte 1

<b>T_in</b>	<b>deltaT</b>	<b>T_air – T_op</b>	<b>Tout - Tpav</b>	<b>Q_rad</b>	<b>Q_risc</b>
<b>22.04</b>	1.080	-0.003	0.062	765.410	-750.745
<b>23</b>	2.007	-0.008	0.066	785.548	-793.925
<b>24</b>	2.778	-0.008	0.068	799.242	-814.990
<b>25</b>	3.920	-0.008	0.073	842.138	-879.409
<b>26</b>	4.942	-0.010	0.069	822.496	-827.223

<b>27</b>	6.496	-0.013	0.067	805.384	-804.561
<b>28</b>	7.171	-0.010	0.064	782.459	-768.415
<b>29</b>	8.145	-0.010	0.063	777.528	-761.202
<b>30</b>	9.221	-0.012	0.071	805.882	-855.731
<b>31</b>	10.270	-0.012	0.071	826.042	-855.473
<b>32</b>	11.256	-0.012	0.072	831.924	-863.488
<b>33</b>	12.262	-0.011	0.068	795.111	-820.505
<b>34</b>	13.347	-0.012	0.070	814.859	-850.665
<b>35</b>	14.521	-0.014	0.069	823.788	-836.359
<b>36</b>	15.149	-0.012	0.071	819.317	-857.218

Tabella 4.17 – Output caso 04 parte 2

Si nota sin da subito che con la VMC, rispetto al caso precedente in cui si considerano anche i carichi interni, le percentuali di impianto acceso e i valori di potenza emessa dal pannello radiante aumentano considerevolmente, vedi Tabella 4.18. Questo indica, sin da subito, una perdita per ventilazione che inciderà in maniera consistente sui consumi finali.

<b>T_IN</b>	<b>% ON caso 01</b>	<b>% ON caso 03</b>	<b>% ON caso 04</b>	<b>T_IN</b>	<b>Q_rad caso 01</b>	<b>Q_rad caso 03</b>	<b>Q_rad caso 04</b>
<b>22.04</b>	100.0	38.7	66.1	<b>22.04</b>	970.09	529.09	765.410
<b>23</b>	75.8	28.2	45.1	<b>23</b>	1056.119	542.14	785.548
<b>24</b>	51.5	21.4	36.7	<b>24</b>	1062.03	530.43	799.242
<b>25</b>	35.8	17.9	29.3	<b>25</b>	1101.49	572.43	842.138
<b>26</b>	29.9	14.6	21.7	<b>26</b>	1139.05	594.60	822.496
<b>27</b>	22.8	11.2	17.1	<b>27</b>	1127.09	575.21	805.384
<b>28</b>	20.3	9.5	13.1	<b>28</b>	1110.91	573.60	782.459
.....				.....			

Tabella 4.17 – Confronto ON/OFF ed energia emanata dal pannello caso 01,03,04

Si torna, come in precedenza, ad analizzare una temperatura dell'acqua in ingresso intermedia, fissata a 26°C.

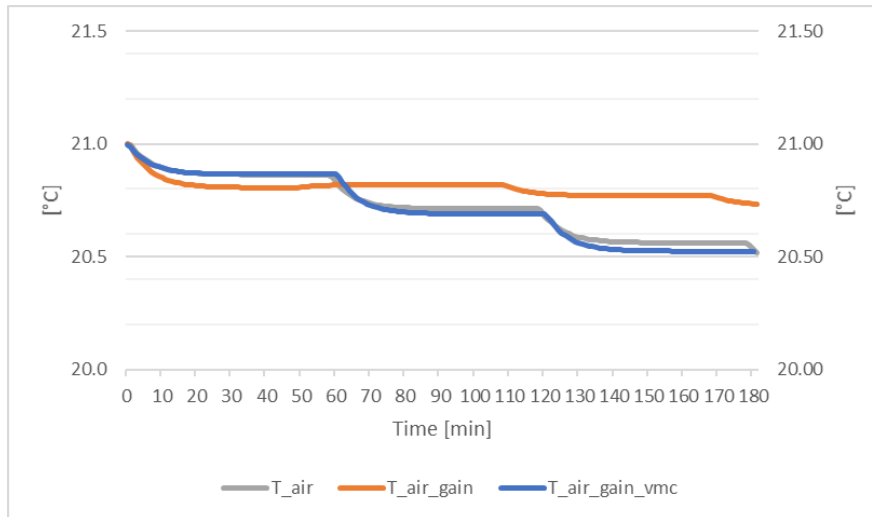
<b>T=26°C</b>					
<b>gain+vmc</b>					

Time [min]	T <sub>air</sub> [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	ON/OFF	T <sub>out</sub> [°C]	T <sub>pav</sub> [°C]	Q <sub>rad</sub> [KJ/h]
0	20.998	21.086	1.000	23.866	23.618	2501.164
1	20.988	21.030	0.000	22.728	22.728	1939.366
2	20.970	21.013	0.000	22.659	22.659	1908.999
3	20.954	21.009	0.000	22.719	22.719	1954.234
4	20.941	20.996	0.000	22.660	22.660	1925.244
5	20.929	20.994	0.000	22.712	22.712	1963.017
6	20.920	20.984	0.000	22.662	22.662	1937.430
7	20.911	20.983	0.000	22.707	22.707	1965.864
8	20.904	20.975	0.000	22.663	22.663	1948.417
9	20.898	20.975	0.000	22.702	22.702	1970.424
....						
171	20.524	20.611	0.000	21.681	21.681	1184.160
172	20.524	20.611	0.000	21.682	21.682	1184.440
173	20.524	20.611	0.000	21.681	21.681	1184.190
174	20.524	20.611	0.000	21.682	21.682	1184.427
175	20.524	20.611	0.000	21.681	21.681	1184.214
176	20.524	20.611	0.000	21.682	21.682	1184.416
177	20.524	20.611	0.000	21.681	21.681	1184.234
178	20.524	20.611	0.000	21.682	21.682	1184.405
179	20.524	20.611	0.000	21.681	21.681	1184.250
180	20.524	20.611	0.000	21.682	21.682	1184.396

**Tabella 4.18** – Analisi dettagliata caso 04, T<sub>in</sub>=26°C

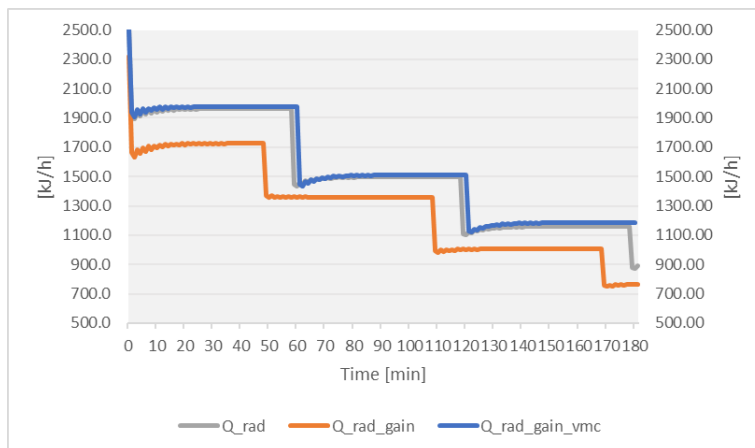
Si osserva che dopo 3 ore dallo spegnimento dell'impianto la temperatura dell'aria scende con lo stesso andamento del caso 01 (no carichi, no vmc) ma ha valori nettamente inferiori al caso 03 (carichi senza vmc), vedi Grafico 4.9.

Lo scambio avviene con un'efficienza del 90%, ma quando il flusso caldo in uscita è di 19°C, quello freddo in entrata si aggira intorno ai 16.5°C. Questo comporta la diminuzione della temperatura dell'aria ambiente (linea blu) che viene mostrata nel grafico 4.9.



**Grafico 4.9** – Confronto tra  $T$  dell'aria [ $^{\circ}\text{C}$ ] caso 01, caso 03 e caso 04,  $T_{\text{in}}=26^{\circ}\text{C}$

Anche analizzando l'andamento della potenza erogata dal pannello spento si notano analogie con il caso 01, vedi grafico 4.10.



**Grafico 4.10** – Confronto tra  $T$  dell'aria [ $^{\circ}\text{C}$ ] caso 01, caso 03 e caso 04,  $T_{\text{in}}=26^{\circ}\text{C}$

# *Capitolo 5*

## *Simulazioni in regime stazionario: impianto a tutt'aria*

### **5.1 UTA: caso “01” Impianto On**

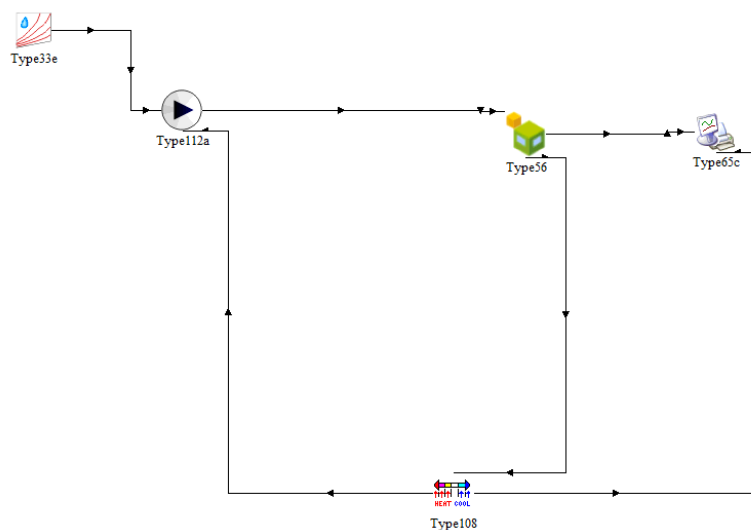
Si passa ora all'analisi di un impianto di climatizzazione a tutt'aria procedendo nei vari casi di studio come fatto per il sistema a pannelli radianti. Innanzitutto si vuole conoscere la portata minima d'aria necessaria per soddisfare il fabbisogno energetico dell'ambiente analizzato, con diverse temperature di ingresso all'UTA. Per i motivi precedentemente descritti ci si limita all'analisi in regime di riscaldamento, trascurando il raffrescamento.

Attraverso TRNBuild si apre il modello dell'edificio da inserire poi come file esterno nel type 56. Le caratteristiche delle pareti, delle finestre e i dati di regime sono gli stessi del caso 01 del paragrafo relativo ai pannelli radianti, con la differenza che qui non si configura il pavimento come active layer ma si attiva sin da subito la funzione che regola la ventilazione, creando un profilo che rappresenta una climatizzazione a tutta aria. Attraverso la “Ventilation Type Manager” si impostano flusso, temperatura e umidità relativa come input stabiliti dalle altre type dell'assemblaggio, Figura 5.1.

**Figura 5.1** – Finestra “Ventilation Type Manager”

Si lascia la temperatura interna di set point di 20 °C e una banda morta (massimo intervallo al cui interno si può far variare la temperatura) di  $\pm 1^\circ\text{C}$ . I componenti che partecipano alla simulazione, come mostra la Figura 5.2, sono quindi:

- type 56: richiama la descrizione dell’edificio
- type 108: termostato a più stadi
- type112a: ventilatore
- type 33e: diagramma psicometrico (definisce l’umidità relativa dell’aria in uscita dal ventilatore)
- type65: stampante



**Figura 5.2** – Finestra di assemblaggio caso 01

Per avere un'idea più dettagliata del comportamento dell'impianto, con una serie di simulazioni, si calcolano le portate minime per tre diverse temperature di ingresso dell'aria al ventilatore:

<b>T<sub>air_in</sub> [°C]</b>	<b>Flow_min [kg/h]</b>
<b>25</b>	203.5
<b>30</b>	101.8
<b>35</b>	67.9

Per ognuna di queste temperature viene variata la portata d'aria (kg/h) in modo graduale fino ad arrivare alla portata massima calcolata come prodotto tra densità dell'aria, volume dell'ambiente considerato e ricambi orari massimi (3 vol/h), vedi Tabella 5.1.

<b>T<sub>in</sub> [°C]</b>	<b>f<sub>min</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>2</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>3</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>4</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>5</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>6</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>7</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>8</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>9</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>10</sub> [kg/h]</b>	<b>f<sub>max</sub> [kg/h]</b>
<b>25</b>	203.5	225	250	300	325	350	375	400	425	450	471.3
<b>30</b>	101.8	150	203.5	250	300	350	375	400	425	450	471.3
<b>35</b>	67.9	101.8	150	203.5	250	300	350	400	425	450	471.3

**Tabella 5.1** – Temperature e portate in ingresso al ventilatore

Ora tramite simulazioni si vuole conoscere il comportamento termico dell'impianto in regime costante (nessuna variazione del set-point, nessun carico interno) per ogni T<sub>in</sub> e relative portate.

Scelgo come output della simulazione i seguenti valori:

- $T_{AIR}$  = temperatura dell'aria interna [°C]
- $T_{OP}$  = temperatura operativa aria interna [°C]
- $T_{OUT}$  = temperatura di uscita del fluido dai pannelli radianti [°C]

I dati ottenuti permettono, tramite foglio Excel, il calcolo di ulteriori parametri utili per l'analisi.

- % ON = % di tempo di accensione dell'impianto
- Minimi e massimi di  $T_{air}$
- % di tempo in cui l'aria dell'ambiente considerato supera i 18°C e i 20°C

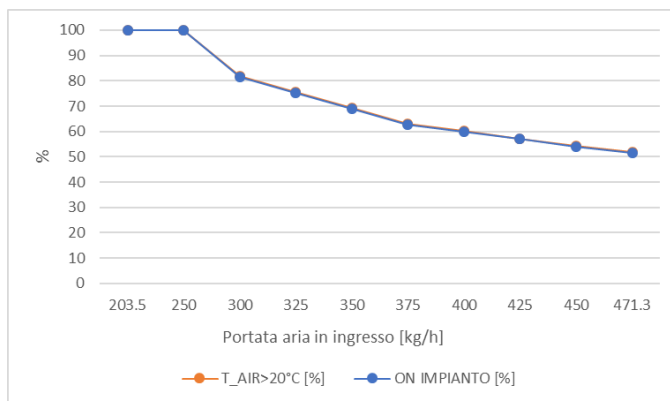
Si studia quindi il comportamento dell'impianto con tre temperature dell'aria in entrata al ventilatore, inoltre per tutte le analisi che seguiranno, si sceglie una portata di aria di riferimento pari a 375 kg/h, in modo da analizzare i risultati nei singoli time-step.

### 1. $T_{IN} = 25^{\circ}C$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air} > 20^{\circ}C$ [%]
203.5	20.005	20.005	20.005	19.647	100.0	100.0
250	20.797	20.797	20.797	20.427	100.0	100.0
300	20.466	19.002	21.000	20.096	81.3	81.7
325	20.39	19.00	21.00	20.02	75.3	75.4
350	20.301	19.002	21.000	19.938	69.1	69.3
375	<b>20.235</b>	<b>19.000</b>	<b>21.000</b>	<b>19.886</b>	<b>62.7</b>	62.9
400	20.205	19.000	20.999	19.853	59.8	60.1
425	20.152	19.000	21.000	19.798	57.0	57.2
450	20.092	19.005	21.000	19.739	53.9	54.2
471.3	20.051	19.001	21.000	19.699	51.5	51.8

**Tabella 5.2** – Output caso 01,  $T_{in} = 25^{\circ}C$

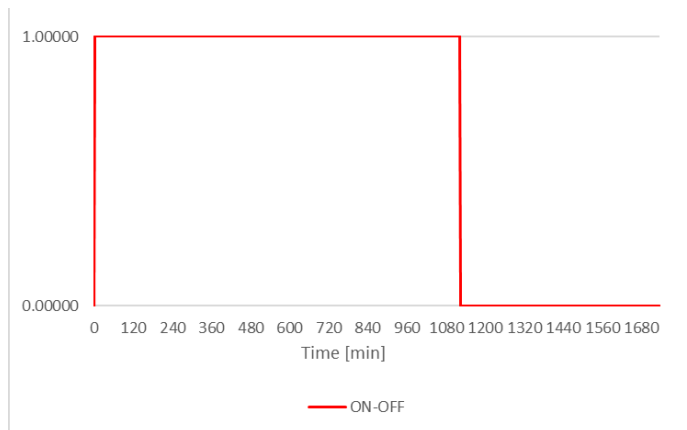
Dalla Tabella 5.2 si osserva che, la portata minima per soddisfare la richiesta di  $20^{\circ}C$  è 203 kg/h ma avendo la banda morta a  $1^{\circ}C$  anche con un a portata di 250 kg/h si ha l'impianto acceso per il 100% del tempo (aria a  $20.7^{\circ}C$  costanti). Per ogni portata il periodo di impianto acceso segue la percentuale di on dell'impianto e a portata massima si ha una percentuale di ON del 50%, vedi Grafico 5.1.



**Grafico 5.1** – Andamento % di ON e di  $T > 20^{\circ}C$  caso 01,  $T_{in} = 25^{\circ}C$

Con  $T_{in} = 25^{\circ}C$  e portata di 375 kg/h si ha la  $t$  media dell'aria a  $20.23^{\circ}C$  che supera i  $20^{\circ}C$  per il 63% del tempo, a cui corrisponde la stessa percentuale di impianto acceso.

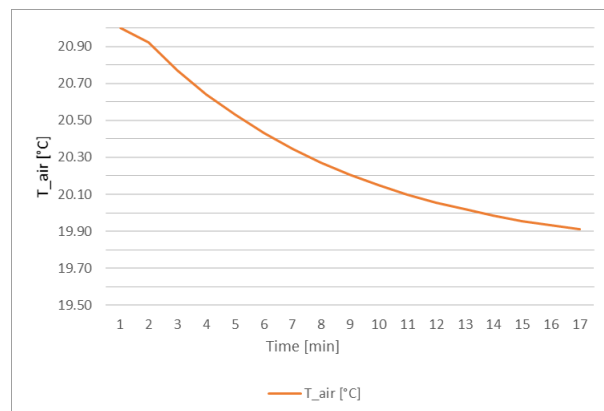




**Grafico 5.2** – ON-OFF caso 01,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Come mostra la Tabella 5.3, si accende a 19.00, sta acceso per 18 ore per poi spegnersi a 20.99 (negli ultimi time-step di on la  $t$  sale con un incremento quasi impercettibile); la temperatura dell'aria scende per i primi 17 minuti, come mostrato nel Grafico 5.3, (arriva a 19.89) poi inizia a moderare la discesa e arriva a richiedere l'on dopo 10 ore. Il Grafico 5.2 riporta l'on-off nell'arco di queste 28 ore.

Time-step [min]	$T_{air}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	ON-OFF
1	19.00039	0
2	19.11886	1
3	19.33702	1
4	19.51913	1
5	19.67114	1
6	19.79803	1
...		
1120	20.99935	1
1121	20.99935	1
1122	20.99935	1
1123	20.99935	1
1124	20.91987	0



**Tabella 5.3** – Analisi caso 01,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

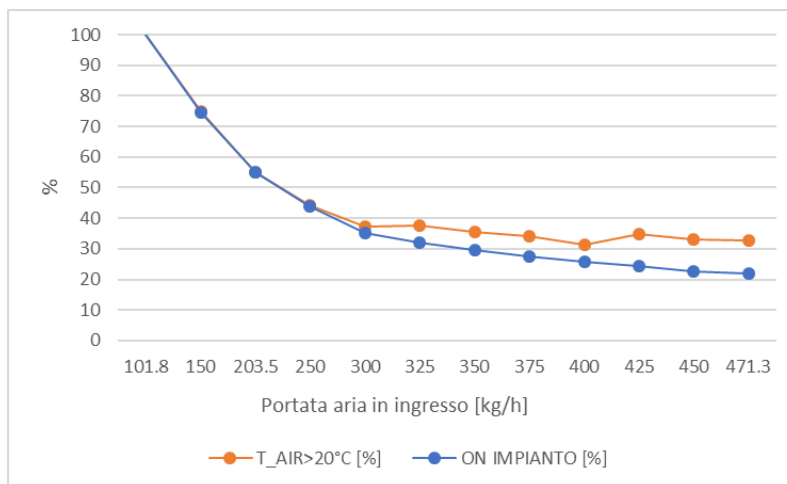
**Grafico 5.3** – Andamento  $T_{air}$  caso 01,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

## 2. $T_{IN} = 30^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air} > 20^{\circ}\text{C}$ [%]
<b>101.8</b>	20.00	20.00	20.00	19.64	100.0	100.0
<b>150</b>	20.36	19.00	21.00	19.99	74.6	74.8
<b>203.5</b>	20.10	19.00	21.00	19.74	55.0	55.1
<b>250</b>	19.89	19.00	21.00	19.54	44.0	44.4
<b>300</b>	19.80	19.00	21.00	19.45	35.1	37.3
<b>325</b>	19.78	19.00	20.99	19.43	32.2	37.5
<b>350</b>	19.76	19.00	20.98	19.41	29.7	35.6
<b>375</b>	<b>19.75</b>	<b>19.00</b>	<b>21.00</b>	<b>19.40</b>	<b>27.6</b>	34.0
<b>400</b>	19.74	19.00	21.00	19.39	25.8	31.4
<b>425</b>	19.74	19.00	20.98	19.39	24.3	34.7
<b>450</b>	19.71	19.00	20.89	19.36	22.8	33.0
<b>471.3</b>	19.73	19.00	20.98	19.38	21.9	32.8

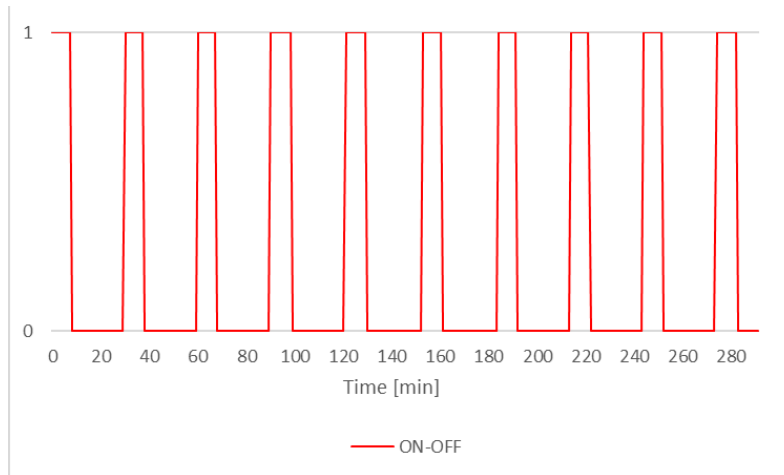
**Tabella 5.4** – Output caso 01,  $T_{in} = 30^{\circ}\text{C}$

La portata minima per soddisfare la richiesta di  $20^{\circ}\text{C}$  è 101.8 kg/h con cui si ha l'impianto acceso per il 100% del tempo e solo con le prime tre portate si raggiunge una temperatura media dell'aria di  $20^{\circ}\text{C}$ , vedi Tabella 5.4. Il periodo di impianto acceso segue la percentuale di on fino ai 300 kg/h poi aumentando la portata i valori si distaccano e a portata massima si ha una percentuale di ON del 22% e una % di  $T_{air} > 20^{\circ}\text{C}$  del 33%, come mostra il Grafico 5.4.



**Grafico 5.4** – Andamento % di ON e di  $T > 20^{\circ}\text{C}$  caso 01,  $T_{in} = 30^{\circ}\text{C}$

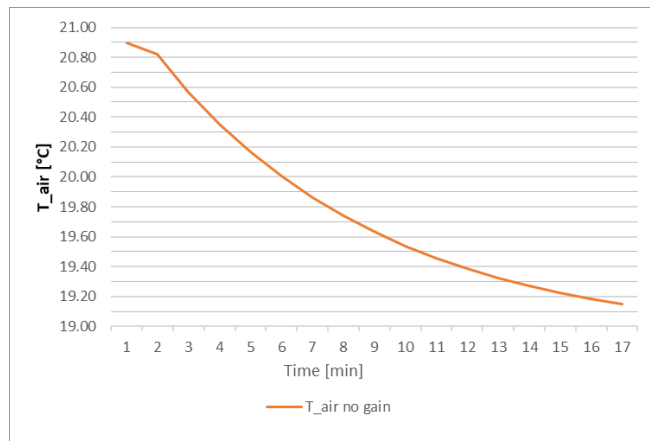
Con 375 kg/h si ha la  $t$  media dell'aria a  $19.75^{\circ}\text{C}$  che supera i  $20^{\circ}\text{C}$  per il 34% del tempo, a cui corrisponde una percentuale di impianto acceso del 30% (Grafico 5.5).



**Grafico 5.5** – ON-OFF caso 01,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Dalla Tabella 5.5, osservo che l'impianto si accende a 19.01 per 8 minuti per poi spegnersi a 20.89, (negli ultimi time-step di on la  $T_{air}$  sale con un incremento di  $0,15^{\circ}\text{C}$  quindi il programma prevede di superare i 21 nel time-step successivo e spegne l'impianto), la  $t$  dell'aria scende per i primi 17 minuti, come mostrato nel Grafico 5.6, (arriva a 19.14) poi inizia a moderare la discesa e arriva a richiedere l'on dopo 20 minuti (tiene acceso per 8 minuti).

Time-step [min]	$T_{air}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	ON-OFF
1	19.01158	0.00000
2	19.21664	1.00000
3	19.60646	1.00000
4	19.93187	1.00000
5	20.20296	1.00000
6	20.42791	1.00000
7	20.61412	1.00000
8	20.76811	1.00000
9	20.89537	1.00000
10	20.81867	0.00000
11	20.56848	0.00000
1	19.01158	0.00000



**Tabella 5.5** – Analisi caso 01,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

**Grafico 5.6** – Andamento  $T_{air}$  caso 01,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

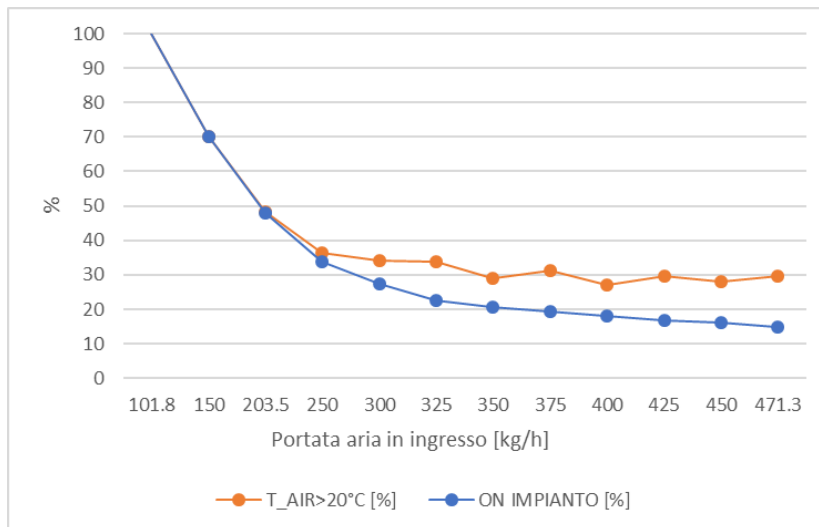
### 1. $T_{IN}= 35^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Min [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Max [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{op}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]
67.9	20.007	20.007	20.008	19.650	100.0	100.007
101.8	20.284	19.001	20.998	19.927	70.0	69.98

<b>150</b>	19.995	19.001	21.000	19.645	47.8	48.22
<b>203.5</b>	19.785	19.000	21.000	19.435	33.9	36.37
<b>250</b>	19.734	19.000	20.911	19.384	27.2	34.03
<b>300</b>	19.714	19.000	20.907	19.365	22.6	33.94
<b>325</b>	19.70	19.00	20.81	19.35	20.8	29.07
<b>350</b>	19.717	19.000	20.951	19.368	19.4	31.11
<b>375</b>	<b>19.674</b>	<b>19.000</b>	<b>20.780</b>	<b>19.325</b>	<b>17.9</b>	26.92
<b>400</b>	19.692	19.000	20.897	19.343	16.9	29.58
<b>425</b>	19.711	19.000	21.019	19.363	16.0	28.14
<b>450</b>	19.656	19.000	20.722	19.307	14.9	29.77
<b>471.3</b>	19.672	19.000	20.806	19.323	14.3	28.54

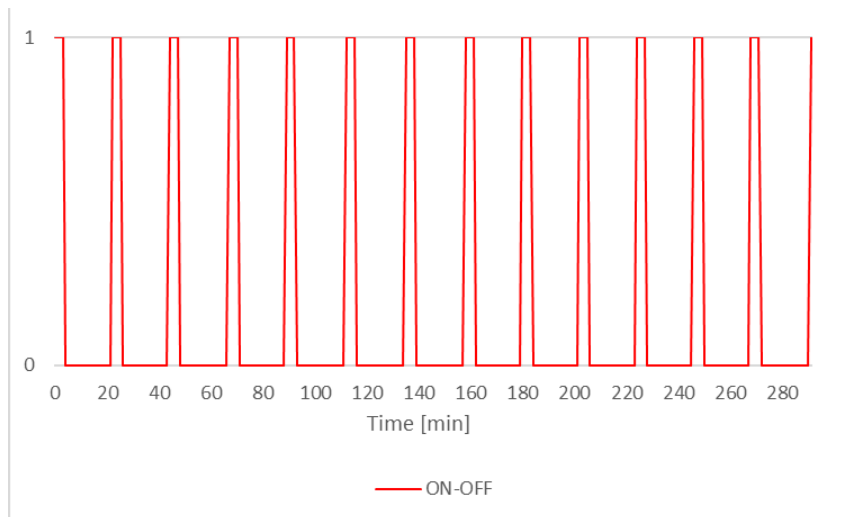
**Tabella 5.6** – Output caso 01,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

Si analizza la Tabella 5.6 e si nota che la minima portata per soddisfare la richiesta di  $20^{\circ}\text{C}$  è 67.9 kg/h con cui si ha l'impianto acceso per il 100% del tempo e solo con le prime due portate si raggiunge una temperatura media dell'aria di  $20^{\circ}\text{C}$ . Il periodo di impianto acceso segue la percentuale di on fino ai 203.5 kg/h poi, aumentando la portata, i valori si distaccano e a portata massima si ha una percentuale di ON del 14% e una % di  $T_{air}$  maggiore di  $20^{\circ}\text{C}$  del 30%, vedi Grafico 5.7.



**Grafico 5.7** – Andamento % di ON e di  $T > 20^{\circ}\text{C}$  caso 01,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

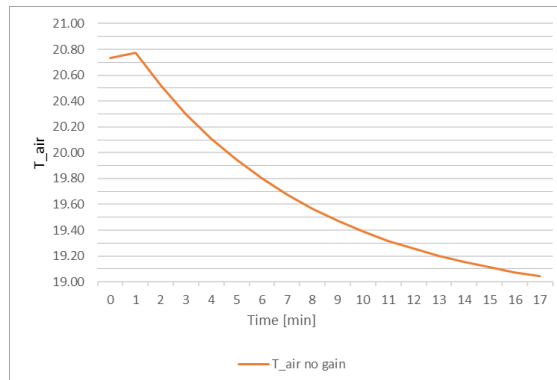
Con la solita portata intermedia, scelta per l'analisi, di 375 kg/h si ha la  $t$  media dell'aria a  $19.67^{\circ}\text{C}$  che supera i  $20^{\circ}\text{C}$  per il 27% del tempo, a cui corrisponde una percentuale di impianto acceso del 18% come mostra il Grafico 5.8.



**Grafico 5.8** – ON-OFF caso 01,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

Dalla Tabella 5.7 si osserva che l'impianto si accende a 19.01 per 4 minuti per poi spegnersi a 20.73 (negli ultimi time-step di on la  $T_{air}$  sale con un incremento di  $0,3^{\circ}\text{C}$  quindi il programma prevede di superare i  $21^{\circ}\text{C}$  nel time-step successivo e spegne l'impianto). La temperatura dell'aria scende per i primi 17 minuti come mostrato nel Grafico 5.9 (arriva a 19.04), poi inizia ad attutire la discesa e richiede l'on dopo 18 minuti.

Time-step [min]	$T_{air}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	ON-OFF
1	19.01608	0.00000
2	19.31051	1.00000
3	19.87433	1.00000
4	20.34365	1.00000
5	20.73243	1.00000
6	20.77202	0.00000



**Tabella 5.7** – Analisi caso 01,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

**Grafico 5.9** – Andamento  $T_{air}$  caso 01,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

## 5.2 UTA: caso “02” Variazione del set-point

Partendo dal caso precedente, come per il sistema a pannelli radianti, si vuole continuare ad analizzare il comportamento termico dell'impianto a tutt'aria ma in una situazione in cui si ha una variazione della temperatura di set-point richiesta.

Il file \*.bld collegato al Type 56 rimane invariato dal caso 05, mentre alla finestra di assemblaggio di Simulation Studio si aggiunge un file esterno di dati (type 9a) che viene collegato al termostato.

Questo file \*.txt stabilirà che la temperatura di set-point richiesta sarà di 16°C per tre giorni consecutivi, per poi richiedere 20°C per un giorno; questa variazione del set-point verrà ripetuta per tutta la durata della simulazione.

Ora si vuole conoscere il comportamento termico dell'impianto per ogni  $T_{in}$  e relative portate scegliendo come output gli stessi parametri del caso precedente con l'aggiunta della percentuale di tempo in cui la  $T_{air}$  è maggiore di 18°C.

### 1. $T_{IN}=25^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]	$T_{air}>18^{\circ}\text{C}$ [%]
203.5	16.289	15.001	17.622	15.994	52.1	0.00	0.00
250	16.349	15.000	18.083	16.049	45.0	0.00	0.00
300	16.388	15.000	18.461	16.080	40.1	0.00	0.00
325	16.47	15.00	18.70	16.16	38.1	0.00	0.02
350	16.559	15.000	18.912	16.243	36.8	0.00	4.08
375	16.652	15.000	19.123	16.332	35.7	0.00	7.58
400	16.739	15.000	19.316	16.416	34.7	0.00	10.13
425	16.830	15.000	19.500	16.503	34.0	0.00	12.69
450	16.912	15.000	19.673	16.582	33.3	0.00	15.10
471.3	16.986	15.000	19.813	16.654	32.9	0.00	16.53

Tabella 5.8 – Output caso 02,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Dalla Tabella 5.8, osservo che in nessun caso raggiungo la temperatura media dell'aria di 20°C mentre a partire da 350 kg/h si inizia a aggiungere una temperatura media dell'aria di 18°C, vedi Grafico 5.10. L'impianto passa da una percentuale di ON del 52% con portata minima al 33% con portata massima.

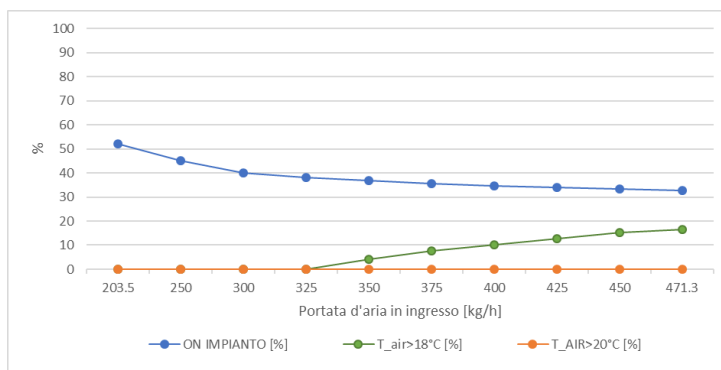
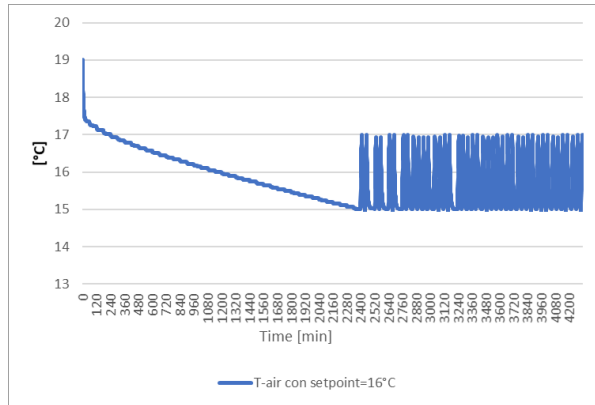


Grafico 5.10 – Andamento % di ON, di  $T>20^{\circ}\text{C}$  e di  $T>18^{\circ}\text{C}$  caso 02,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Con la portata di 375 kg/h si ha la  $t$  media dell'aria a 16.65°C che non raggiunge mai i 20°C (ho la banda morta a 1°C, con tre giorni di richiesta a 16°C la  $T_{air}$  scende fino a 15°C e all'impianto non bastano 24h di richiesta a 20°C per raggiungere tale temperatura) ma che rimane sopra i 18°C per l'8% del tempo, vedi Tabella 5.9.

Time-step [min]	$T_{air}$ [°C]	SET-POINT [°C]	ON-OFF
1	19.11899	20	1.00000
2	19.00842	16	0.00000
3	18.79391	16	0.00000
4	18.60833	16	0.00000
5	18.44730	16	0.00000
6	18.30706	16	0.00000
7	18.18477	16	0.00000
8	18.07814	16	0.00000
...			
1156	16.00018	16	0.00000
1157	16.00001	16	0.00000
1158	15.99953	16	0.00000



**Tabella 5.9** – Analisi caso 02,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

**Grafico 5.11** – Andamento  $T_{air}$  caso 02,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Si analizza l'ultimo time-step con richiesta 20°C, l'impianto è acceso, intento a raggiungere i 20°C, la temperatura dell'aria è a 19.11°C e sta aumentando.

Il cambio di set-point (16°C per 72 ore) fa spegnere l'impianto e fa diminuire la  $T_{air}$  che per raggiungere i 16°C impiega 19 ore e continua a scendere fino a 15°C e richiamare l'ON dell'impianto (10 minuti acceso e 40 spento), vedi Grafico 5.11.

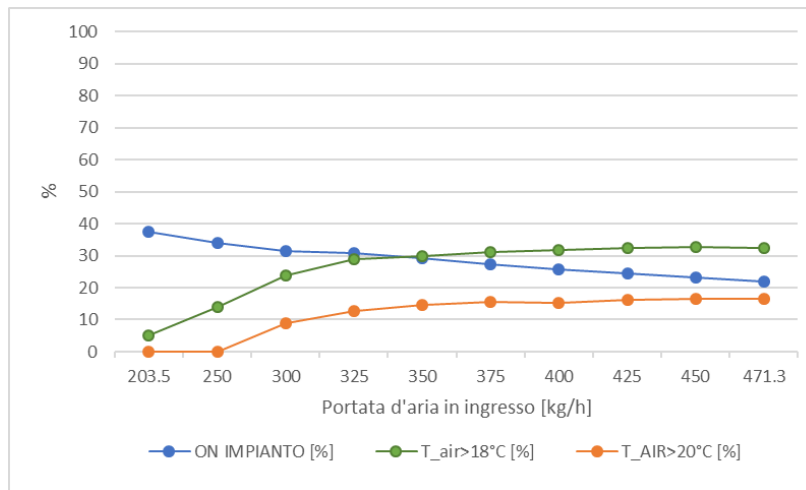
### 1. $T_{IN}=30^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]	$T_{air}>18^{\circ}\text{C}$ [%]
101.8	16.28	15.00	17.23	15.98	62.81	0.00	0.00
150	16.34	15.00	18.09	16.04	45.49	0.00	0.00
203.5	16.584	15.000	19.037	16.267	37.4	0.00	5.06
250	16.931	15.000	19.828	16.600	33.8	0.00	14.06
300	17.314	15.000	20.587	16.969	31.6	8.76	23.87
325	17.52	15.00	20.94	17.17	30.8	12.60	28.78
350	17.557	15.000	21.000	17.206	29.1	14.65	30.00
375	17.582	15.000	21.000	17.233	27.4	15.61	31.25
400	17.580	15.000	21.000	17.231	25.8	15.37	31.80

<b>425</b>	17.591	15.000	21.000	17.242	24.4	16.33	32.44
<b>450</b>	17.599	15.000	20.999	17.251	23.1	16.48	32.63
<b>471.3</b>	17.577	15.000	20.998	17.230	22.0	16.65	32.50

**Tabella 5.10** – Output caso 02,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Si osserva la Tabella 5.10 e si nota che con 300 kg/h di aria in ingresso, e a salire, si raggiunge la temperatura media dell'aria di  $20^{\circ}\text{C}$ , mentre a partire da 203 kg/h si inizia a raggiungere una temperatura media dell'aria di  $18^{\circ}\text{C}$ , vedi Grafico 5.12. L'impianto passa da una percentuale di ON del 63% con portata minima al 22% con portata massima.



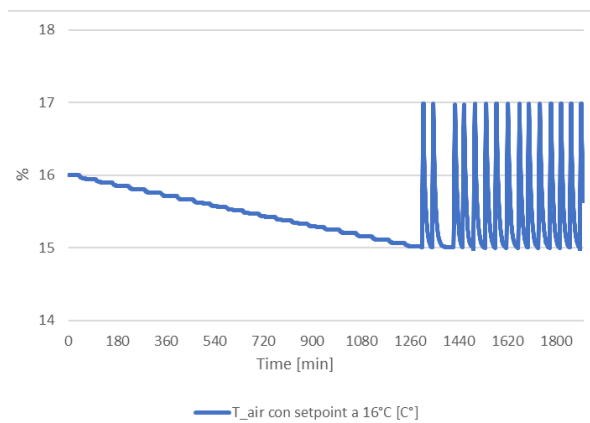
**Grafico 5.12** – Andamento % di ON, di  $T>20^{\circ}\text{C}$  e di  $T>18^{\circ}\text{C}$  caso 02,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Con 375 kg/h di portata in ingresso, si ha la temperatura media dell'aria a  $17.6^{\circ}\text{C}$  che raggiunge e supera i  $20^{\circ}\text{C}$  per il 15% del tempo e i  $18^{\circ}\text{C}$  per il 30% del tempo.

Quando ho set-point a  $20^{\circ}\text{C}$ , l'impianto riesce a soddisfare la richiesta procedendo con l'ON-OFF, come mostrato nel caso 01 per stessa portata e stessa temperatura di ingresso dell'aria. Nell'ultimo time-step con  $20^{\circ}\text{C}$  di set-point, la temperatura dell'aria sta diminuendo (la banda morta è a un grado) e si trova a  $19.67^{\circ}\text{C}$ , vedi Tabella 5.11.



Time-step [min]	T <sub>air</sub> [°C]	SET-POINT [°C]	ON-OFF
1	19.6774	20	0.00000
2	19.5325	16	0.00000
3	19.4061	16	0.00000
4	19.2959	16	0.00000
5	19.1998	16	0.00000
6	19.1159	16	0.00000
7	19.0429	16	0.00000
8	18.9792	16	0.00000
...			
2417	16.0005	16	0.00000
2418	16.0000	16	0.00000
2419	15.9996	16	0.00000

Tabella 5.11 – Analisi caso 02, T<sub>in</sub>=30°CGrafico 5.13 – Andamento T<sub>air</sub> caso 02, T<sub>in</sub>=30°C

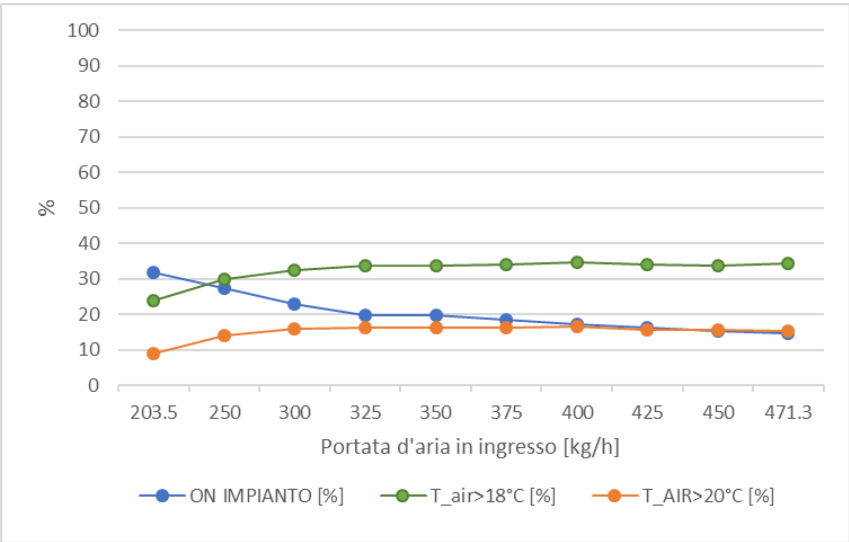
Il cambio di set-point (16°C per 72 ore) fa diminuire ulteriormente la T<sub>air</sub> che per raggiungere i 16°C impiega 40 ore, per poi continuare a scendere fino a 15°C e iniziare l'ON-OFF dell'impianto (5 minuti acceso e 36 spento), vedi Grafico 5.13.

### 1. T<sub>in</sub>=35°C

m <sub>in</sub> [kg/h]	T <sub>air</sub> [°C]	Min [°C]	Max [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	% ON	T <sub>air</sub> >20°C [%]	T <sub>air</sub> >18°C [%]
67.9	16.32	15.00	17.19	16.02	69.1	0.00	0.00
101.8	16.33	15.00	17.99	16.03	47.5	0.00	0.00
150	16.67	15.00	19.28	16.35	36.7	0.00	8.67
203.5	17.315	15.000	20.668	16.970	31.7	8.81	23.75
250	17.534	15.000	21.000	17.185	27.2	13.92	30.00
300	17.569	15.000	21.000	17.221	23.0	16.04	32.45
325	17.57	15.00	21.00	17.22	19.7	16.15	33.75
350	17.567	15.000	21.000	17.220	19.7	16.15	33.75
375	17.566	15.000	21.000	17.221	18.4	16.16	33.92
400	17.568	15.000	21.000	17.223	17.3	16.60	34.70
425	17.555	15.000	20.999	17.211	16.2	15.65	33.88
450	17.543	15.000	21.000	17.198	15.3	15.56	33.70
471.3	17.538	15.000	20.996	17.194	14.6	15.14	34.17

Tabella 5.12 – Output caso 02, T<sub>in</sub>=35°C

Dai 203 kg/h di aria in ingresso si raggiunge la temperatura media dell'aria di 20°C mentre a partire da 150 kg/h si inizia a aggiungere una temperatura media dell'aria di 18°C, come mostra il Grafico 5.14. L'impianto passa da una percentuale di ON del 70% con portata minima al 15% con portata massima, vedi Tabella 5.12.



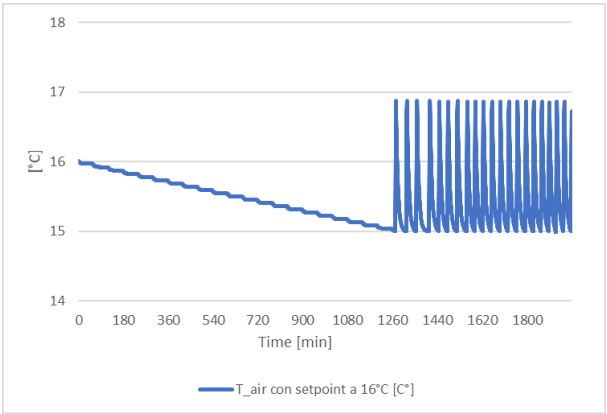
**Grafico 5.14** – Andamento % di ON, di T>20°C e di T>18°C caso 02, T<sub>in</sub>=35°C

Si prende in esame la portata intermedia di 375 kg/h in cui si ha la t media dell'aria a 17.5°C che raggiunge e supera i 20°C per il 16% del tempo e i 18°C per il 34% del tempo.

Si osserva l'ultimo time-step con richiesta 20°C; l'impianto è acceso, intento a raggiungere i 20°C, la temperatura dell'aria è 20.22 e sta aumentando, vedi Tabella 5.13. Il cambio di set-point (16°C per 72 ore), fa spegnere l'impianto e scendere la T<sub>air</sub>, che per raggiungere i 16°C impiega 40 ore (stesso tempo impiegato nel caso di T<sub>in</sub>=30°C partendo da 19.6°C) per poi continuare a scendere fino a 15°C e partire con l'ON-OFF dell'impianto (3 minuti acceso e 30 spento), come mostra il Grafico 5.15.

Time-step [min]	T <sub>air</sub> [°C]	SET-POINT [°C]	ON-OFF
1	20.2229	20	0.00000
2	19.9868	16	0.00000
3	19.7826	16	0.00000
4	19.6058	16	0.00000
5	19.4521	16	0.00000
6	19.3181	16	0.00000
7	19.2012	16	0.00000
8	19.0993	16	0.00000
.....			
2340	16.0084	16	0.00000
2341	16.0033	16	0.00000
2342	15.9988	16	0.00000

**Tabella 5.13** – Analisi caso 01, T<sub>in</sub>=35°C



**Grafico 5.15** – Andamento T<sub>air</sub> caso 02, T<sub>in</sub>=35°C

### 5.3 UTA: caso “03” Variazione carichi interni

Questo è il caso analogo al caso 03 del capitolo 4; al file \*.bld di TRNBuild, viene aggiunto un input esterno che rappresenta appunto il carico interno e sempre con la “Gain Type Manager” viene specificato il contributo radiativo e convettivo che compone questa potenza. Fatto questo viene attivata la funzione GAIN dai dati di regime e inserito l’input appena creato. Anche per il sistema a tutt’aria viene simulata una situazione in cui si alternano 48 ore con 300 W (1080 KJ/h) di carichi interni e 48 ore di carichi nulli.

Ritornando a Simulation Studio, si crea un collegamento tra il file testo, che rappresenta appunto la situazione appena descritta, e il nuovo input della Type 56.

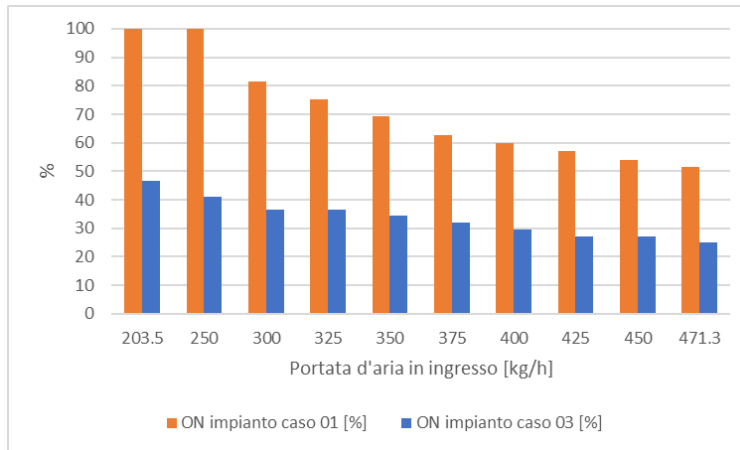
Si ripetono le simulazioni come nei casi precedenti del capitolo:

#### 1. T\_IN=25°C

m_in [kg/h]	T_air [°C]	Min [°C]	Max [°C]	T_op [°C]	% ON	T_air>20°C [%]	T_air>18°C [%]
<b>203.5</b>	20.077	19.000	20.998	19.823	46.7	57.1	100.0
<b>250</b>	20.115	19.000	21.000	19.854	41.0	88.2	100.0
<b>300</b>	20.258	19.000	20.967	19.996	36.5	86.0	100.0
<b>325</b>	20.323	19.000	20.984	20.062	34.4	84.0	100.0
<b>350</b>	20.088	19.000	20.998	19.815	34.5	84.7	100.0
<b>375</b>	<b>20.145</b>	<b>19.000</b>	<b>21.000</b>	<b>19.874</b>	<b>32.0</b>	<b>81.5</b>	<b>100.0</b>
<b>400</b>	20.027	19.001	21.000	19.762	29.4	29.5	100.0
<b>425</b>	19.990	19.001	21.000	19.730	27.0	27.2	100.0
<b>450</b>	19.861	19.001	21.000	19.591	27.3	27.4	100.0
<b>471.3</b>	19.985	19.001	21.000	19.723	25.1	25.5	100.0

**Tabella 5.14** – Output caso 03, T\_in=25°C

Si raggiungono i 20°C di media della temperatura dell’aria per tutte le portate, a partire dalla minima, fino a 425 kg/h. Oltre questa portata d’aria, invece, la temperatura media si mantiene sotto i 20°C, vedi Tabella 5.14. L’ON dell’impianto passa dal 46% (portata minima) al 25% (portata massima), percentuali evidentemente minori del caso 01 in cui non ho i carichi inseriti, vedi Grafico 5.16.



**Grafico 5.16** – % ON impianto caso 01 e caso 03,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

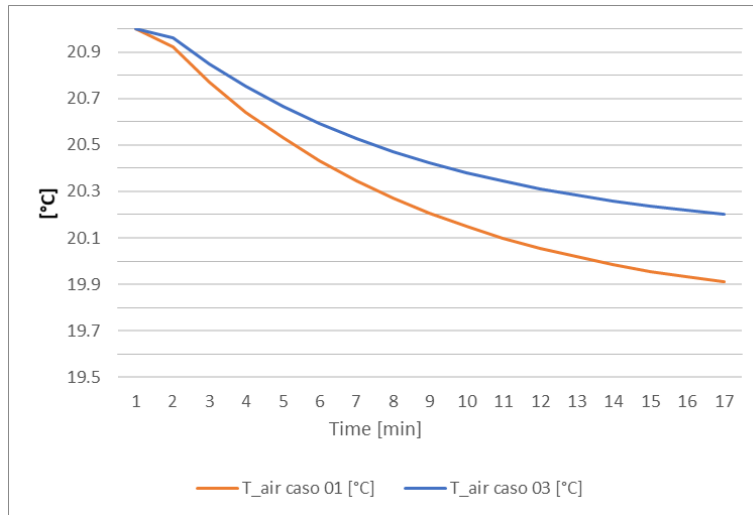
Si torna a studiare più nel dettaglio il comportamento del sistema a tutt'aria con portata in ingresso di 375 kg/h, vedi Tabella 5.15.

Time-step [min]	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	ON-OFF Caso 01	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	ON-OFF Caso 03	GAIN Caso 03 [kJ/h]
1	20.99935	1.0000	20.9989	1.0000	1080
2	20.91987	0.0000	20.9622	0.0000	1080
3	20.77133	0.0000	20.8493	0.0000	1080
4	20.64204	0.0000	20.7515	0.0000	1080
5	20.52931	0.0000	20.6665	0.0000	1080
6	20.43100	0.0000	20.5926	0.0000	1080
7	20.34528	0.0000	20.5281	0.0000	1080
8	20.27053	0.0000	20.4719	0.0000	1080
9	20.20535	0.0000	20.4229	0.0000	1080
10	20.14852	0.0000	20.3801	0.0000	1080
11	20.09896	0.0000	20.3429	0.0000	1080
12	20.05574	0.0000	20.3104	0.0000	1080
13	20.01806	0.0000	20.2821	0.0000	1080
14	19.98520	0.0000	20.2573	0.0000	1080
15	19.95655	0.0000	20.2358	0.0000	1080
16	19.93156	0.0000	20.2170	0.0000	1080
17	19.90978	0.0000	20.2006	0.0000	1080

**Tabella 5.15** – Analisi caso 03,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Quando subentrano i carichi (time-step 1) si ha l'impianto acceso e la  $T_{air}$  sta per raggiungere i  $21^{\circ}\text{C}$  per poi staccare. Scende in modo graduale fino ai  $20,06^{\circ}\text{C}$  per poi aumentare di qualche centesimo di grado. Nell'arco della durata del periodo in cui considero i carichi (48 ore) arriva a  $20,09^{\circ}\text{C}$  senza quindi mai richiedere l'accensione dell'impianto.

Come mostra il Grafico 5.17, la discesa graduale della  $T_{air}$ , nei primi 17 minuti dall'OFF, è più marcata nel caso senza carichi (caso 01), in cui l'impianto, nell'arco delle solite 48 ore, si accende una volta e resta acceso 18 ore. Con l'aggiunta dei carichi si passa da 67% al 33% di ON dell'impianto.



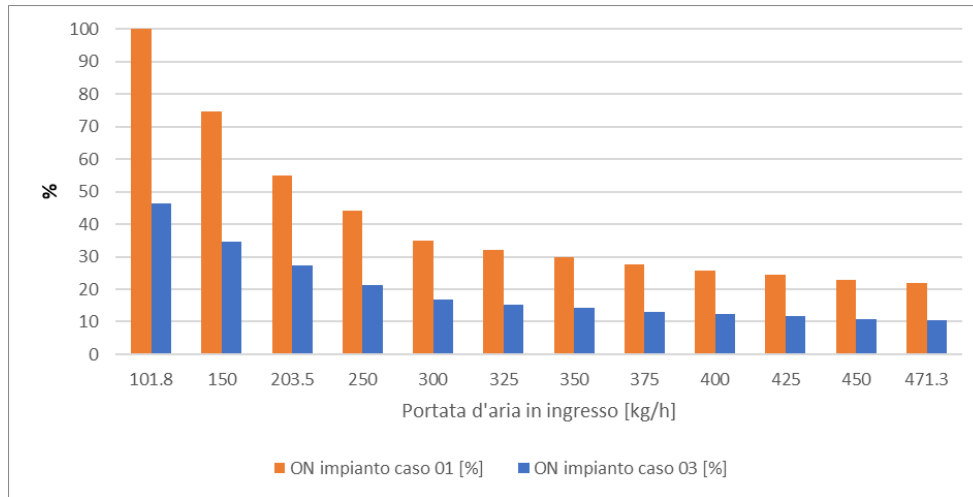
**Grafico 5.17** – Andamento  $T_{air}$  caso 01 e caso 03,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

## 2. $T_{IN}=30^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]	$T_{air}>18^{\circ}\text{C}$ [%]
<b>101.8</b>	20.042	19.000	20.999	19.786	46.3	49.7	100.0
<b>150</b>	20.060	19.002	21.000	19.788	34.6	34.6	100.0
<b>203.5</b>	19.907	19.000	20.998	19.637	27.4	27.5	100.0
<b>250</b>	19.750	19.000	21.000	19.491	21.3	21.5	100.0
<b>300</b>	19.658	19.000	21.000	19.400	16.8	17.9	100.0
<b>325</b>	19.641	19.000	20.999	19.382	15.3	18.0	100.0
<b>350</b>	19.627	19.000	20.997	19.368	14.2	17.0	100.0
<b>375</b>	<b>19.609</b>	<b>19.000</b>	<b>21.000</b>	<b>19.351</b>	<b>13.1</b>	<b>16.3</b>	100.0
<b>400</b>	19.598	19.001	21.000	19.340	12.3	15.0	100.0
<b>425</b>	19.605	19.000	20.999	19.347	11.6	16.6	100.0
<b>450</b>	19.587	19.000	20.938	19.329	10.9	16.3	100.0
<b>471.3</b>	19.596	19.000	20.998	19.338	10.4	15.7	100.0

**Tabella 5.16** – Output caso 03,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Con questa  $T_{in}$  si ottiene una temperatura media dell'aria superiore ai  $20^{\circ}\text{C}$  solo per le prime due portate minime. Dalla Tabella 5.16 si osserva come la percentuale di tempo in cui si ha la  $T_{air}$  maggiore di  $20^{\circ}\text{C}$  va diminuendo all'aumentare della portata, come anche l'ON dell'impianto che passa dal 46% (portata minima) al 10% (portata massima), percentuali ancora evidentemente minori del caso 01 in cui non ho i carichi inseriti, vedi Grafico 5.18.



**Grafico 5.18** – % ON impianto caso 01 e caso 03,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

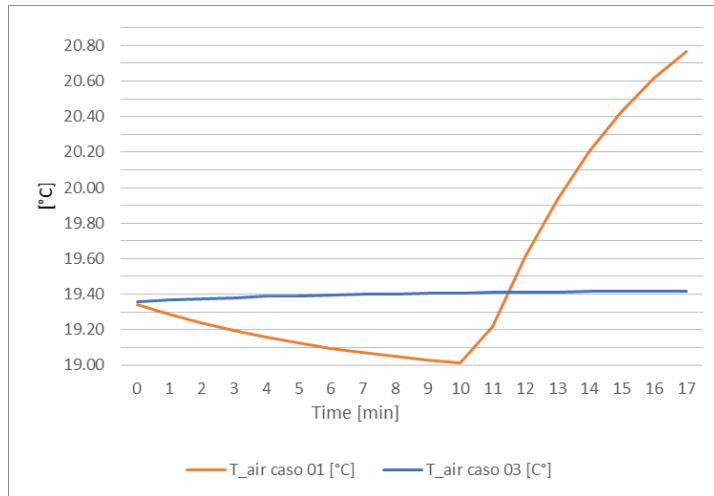
Si torna a studiare più nel dettaglio il comportamento del sistema a tutt'aria con portata in ingresso di 375 kg/h, vedi Tabella 5.17.

Time-step [min]	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	ON-OFF Caso 01	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	ON-OFF Caso 03	GAIN Caso 03 [kJ/h]
1	19.34254	0.0000	19.35913	0.0000	0
2	19.28612	0.0000	19.36749	0.0000	1080
3	19.23692	0.0000	19.37479	0.0000	1080
4	19.19402	0.0000	19.38115	0.0000	1080
5	19.15661	0.0000	19.38669	0.0000	1080
6	19.12398	0.0000	19.39153	0.0000	1080
7	19.09554	0.0000	19.39574	0.0000	1080
8	19.07074	0.0000	19.39942	0.0000	1080
9	19.04911	0.0000	19.40263	0.0000	1080
10	19.03025	0.0000	19.40542	0.0000	1080
11	19.01380	0.0000	19.40786	0.0000	1080
12	19.21835	0.0000	19.40999	0.0000	1080
13	19.60770	0.0000	19.41184	0.0000	1080
14	19.93271	0.0000	19.41346	0.0000	1080
15	20.20347	0.0000	19.41487	0.0000	1080
16	20.42811	0.0000	19.41609	0.0000	1080
17	20.61407	0.0000	19.41717	0.0000	1080

**Tabella 5.17** – Analisi caso 03,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Nel time step precedente al momento in cui entrano i carichi l'impianto è spento e la temperatura dell'aria sta diminuendo; al time-step successivo, in cui invece ci sono i carichi, la temperatura aumenta. In due giorni di carichi la  $T_{air}$ , da  $19,35^{\circ}\text{C}$  arriva a  $19,55^{\circ}\text{C}$  (guadagna 2 decimi di grado), mentre senza carichi ho l'accensione dell'impianto

ogni venti minuti (per 8 minuti), vedi Grafico 5.19. Il guadagno dato dai carichi si riflette nella % di ON dell'impianto, che passa dal 27% (caso 01 senza carichi) al 13%.



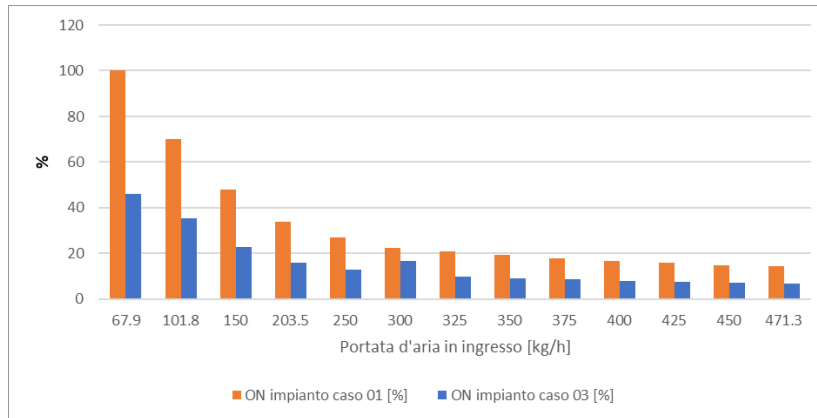
**Grafico 5.19** – Andamento T<sub>air</sub> caso 01 e caso 03, T<sub>in</sub>=30°C

### 1. T<sub>IN</sub>=35°C

m <sub>in</sub> [kg/h]	T <sub>air</sub> [°C]	Min [°C]	Max [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	% ON	T <sub>air</sub> >20°C [%]	T <sub>air</sub> >18°C [%]
67.9	20.000	19.005	20.999	19.745	46.0	49.63	100.0
101.8	20.074	19.000	21.000	19.802	35.2	35.32	100.0
150	19.857	19.000	21.000	19.598	23.0	23.12	100.0
203.5	19.650	19.000	21.000	19.392	16.1	17.38	100.0
250	19.604	19.000	20.945	19.346	13.0	16.26	100.0
300	19.658	19.000	21.000	19.400	16.8	17.93	100.0
325	19.562	19.000	20.867	19.304	9.9	19.56	100.0
350	19.586	19.000	20.969	19.328	9.3	14.83	100.0
375	<b>19.547</b>	<b>19.000</b>	<b>20.838</b>	<b>19.289</b>	<b>8.6</b>	<b>12.96</b>	<b>100.0</b>
400	19.568	19.000	20.923	19.311	8.1	14.10	100.0
425	19.586	19.000	20.837	19.329	7.6	14.17	100.0
450	19.535	19.000	20.814	19.278	7.1	14.19	100.0
471.3	19.542	19.000	20.856	19.285	6.8	13.71	100.0

**Tabella 5.18** – Output caso 03, T<sub>in</sub>=35°C

Anche con T<sub>in</sub>=35°C, come con T<sub>in</sub>=30°C, si ottiene una temperatura media dell'aria superiore ai 20°C solo per le prime due portate minime. Si nota come l'ON dell'impianto varia all'aumentare della portata d'aria in ingresso, vedi Tabella 5.18. Si passa dal 46% (portata minima) al 10% (portata massima) di ON, percentuali che continuano ad essere nettamente minori del caso 01 in cui non ho i carichi inseriti, vedi Grafico 5.20.



**Grafico 5.20** – % ON impianto caso 01 e caso 03,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

Come negli altri casi, si analizza la situazione con portata pari a 375kg/h pari ad una percentuale di tempo di impianto acceso del 9% circa:

Time-step [min]	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	ON-OFF Caso 01	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	ON-OFF Caso 03	GAIN Caso 03 [kJ/h]
1	19.18260	0.00000	19.18606	0.0000	0
2	19.14137	0.00000	19.20803	0.0000	1080
3	19.10542	0.00000	19.22718	0.0000	1080
4	19.07407	0.00000	19.24389	0.0000	1080
5	19.04674	0.00000	19.25846	0.0000	1080
6	19.02290	0.00000	19.27116	0.0000	1080
7	19.00212	0.00000	19.28223	0.0000	1080
8	19.30269	1.00000	19.29189	0.0000	1080
9	19.87191	1.00000	19.30031	0.0000	1080
10	20.34585	1.00000	19.30766	0.0000	1080
11	20.73859	1.00000	19.31406	0.0000	1080
12	20.78166	1.00000	19.31964	0.0000	1080
13	20.53065	1.00000	19.32451	0.0000	1080
14	20.31378	1.00000	19.32876	0.0000	1080
15	20.12622	1.00000	19.33246	0.0000	1080
16	19.96376	1.00000	19.33569	0.0000	1080
17	19.82254	1.00000	19.33850	0.0000	1080

**Tabella 5.19** – Analisi caso 03,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

Nel time-step precedente al momento in cui entrano i carichi l'impianto è spento e la temperatura dell'aria sta diminuendo, al time-step successivo, in cui invece ci sono i carichi, la  $T_{air}$  aumenta di qualche centesimo. In 48 ore di carichi da  $19,18^{\circ}\text{C}$  arriva  $19,49^{\circ}\text{C}$  (4 decimi di grado), mentre senza carichi ho l'abbassamento della  $T_{air}$  e l'accensione dell'impianto ogni 18 minuti (per 4 minuti), vedi Tabella 5.19. Il Grafico 5.21 mostra appunto la diminuzione delle temperature dell'aria dei due casi di studio (con e senza carichi) nell'arco di 17 minuti, a partire dalla stessa temperature.



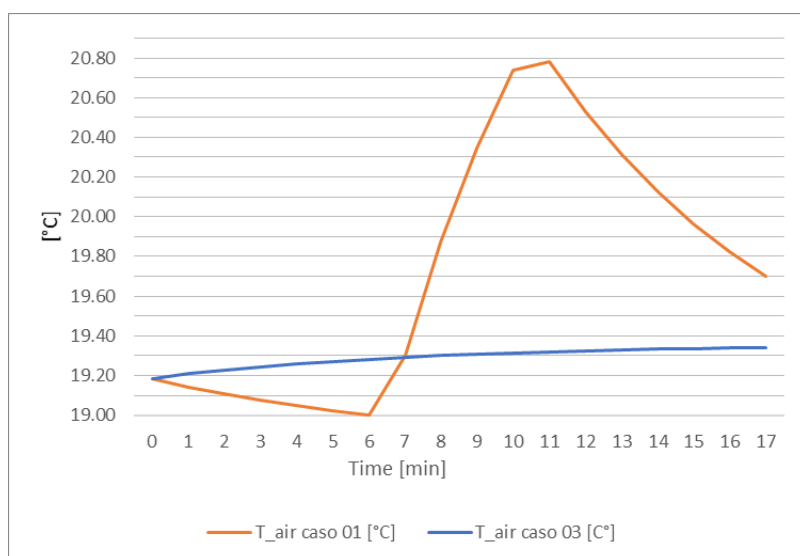


Grafico 5.21 – Andamento  $T_{air}$  caso 01 e caso 03,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

## 5.4 UTA: caso “04” Ventilazione meccanica controllata con recuperatore

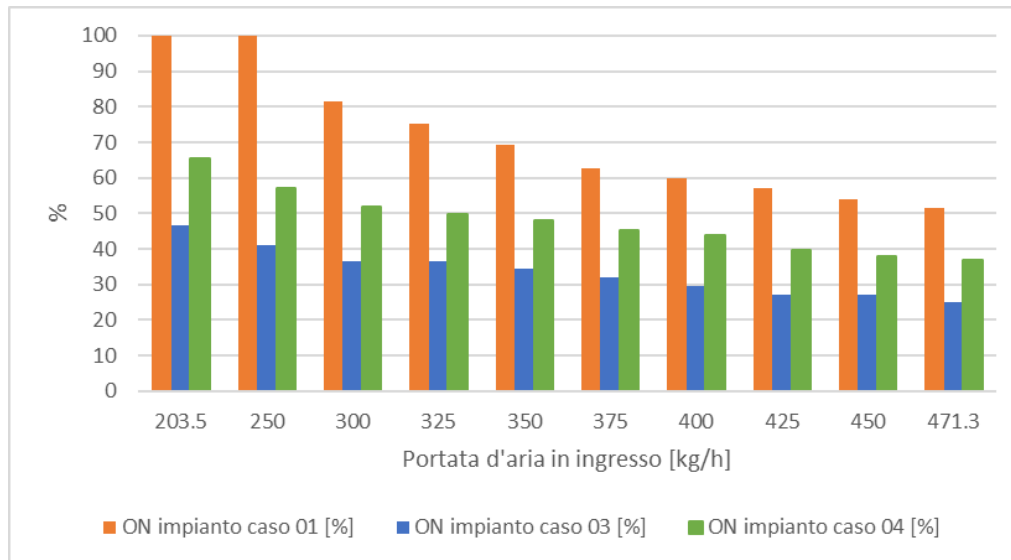
Questo caso è invece analogo al caso 04 del capitolo riguardante il sistema a pannelli radianti; ci si basa quindi sul modello dell'edificio con la presenza di carichi interni approssimati a 1080 KJ/h (300W) e vi si aggiunge un sistema di ventilazione dell'edificio a doppio flusso, che garantisca un ricambio costante dell'aria. Per il recuperatore si lasciano gli stessi input (tasso di ricambio, portate, temperature, efficienza) del caso 04 e si assembla la finestra di Simulation Studio per eseguire le simulazioni variando temperatura e portata di aria in ingresso al ventilatore.

### 1. $T_{IN}=25^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]	$T_{air}>18^{\circ}\text{C}$ [%]
203.5	20.077	19.000	20.998	19.823	46.7	57.1	100.0
250	20.115	19.000	21.000	19.854	41.0	88.2	100.0
300	20.258	19.000	20.967	19.996	36.5	86.0	100.0
325	20.323	19.000	20.984	20.062	34.4	84.0	100.0
350	20.088	19.000	20.998	19.815	34.5	84.7	100.0
375	20.145	19.000	21.000	19.874	32.0	81.5	100.0
400	20.027	19.001	21.000	19.762	29.4	29.5	100.0
425	19.990	19.001	21.000	19.730	27.0	27.2	100.0
450	19.861	19.001	21.000	19.591	27.3	27.4	100.0
471.3	19.985	19.001	21.000	19.723	25.1	25.5	100.0

Tabella 5.20 – Output caso 04,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Dalla Tabella 5.20 si osserva che aumentando la portata, da 375 kg/h a salire, si ha una diminuzione drastica del tempo in cui ho temperatura dell'aria maggiore di 20°C. Il periodo di impianto acceso varia dal 47% con la portata minima al 25% con portata massima. Nel Grafico 5.22 si confrontano queste percentuali di ON con quelle del caso 01 (no carichi, no VMC) e del caso 03 (si carichi, no VMC), con stessa temperatura di aria in ingresso al ventilatore.



**Grafico 5.22** – % ON impianto caso 01, caso 03, caso 04,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Anche in questo caso, scelgo portata in ingresso pari a 375 kg/h:

Time-step [min]	ON-OFF	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	T <sub>air</sub> Caso 04 [°C]	GAIN Caso 03-04 [kJ/h]
1	1.00000	20.99935	20.99576	20.9989	1080.0
2	0.00000	20.91987	20.94887	20.9622	1080.0
3	0.00000	20.77133	20.85981	20.8493	1080.0
4	0.00000	20.64204	20.76222	20.7515	1080.0
5	0.00000	20.52931	20.69463	20.6665	1080.0
6	0.00000	20.43100	20.63576	20.5926	1080.0
7	0.00000	20.34528	20.58447	20.5281	1080.0
8	0.00000	20.27053	20.53979	20.4719	1080.0
9	0.00000	20.20535	20.50088	20.4229	1080.0
10	0.00000	20.14852	20.46698	20.3801	1080.0
11	0.00000	20.09896	20.43745	20.3429	1080.0
12	0.00000	20.05574	20.41172	20.3104	1080.0
13	0.00000	20.01806	20.38931	20.2821	1080.0
14	0.00000	19.98520	20.36987	20.2573	1080.0
15	0.00000	19.95655	20.35301	20.2358	1080.0
16	0.00000	19.93156	20.33831	20.2170	1080.0
17	0.00000	19.90978	20.32548	20.2006	1080.0

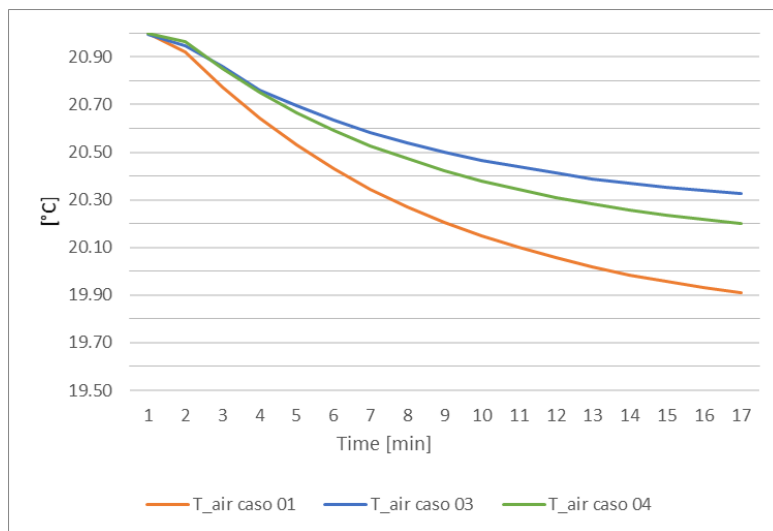
**Tabella 5.21** – Analisi caso 04,  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$

Con la ventilazione (caso 04) quando subentrano i carichi si ha l'impianto acceso che sta per raggiungere i 21 gradi per poi staccare. Durante l'OFF scende in modo graduale e a fine periodo carichi (48 ore) da 20.99°C è arrivata a 19.64°C. Nel caso 03 (carichi senza VMC) durante la stessa durata di OFF, la temperatura dell'aria diminuiva fino a circa 20°C poi si stabilizzava senza richiedere l'ON, vedi Tabella 5.21.

Questo dimostra, come anche nel sistema radiante, quanto il recuperatore provochi delle perdite di ventilazione che neanche i carichi riescono a compensare.

Dal Grafico 5.23 si nota che, con la ventilazione, nei primi istanti di OFF la diminuzione della temperatura dell'aria è più marcata che nel caso 03 (carichi senza VMC) in cui, come già detto nel paragrafo precedente; con la ventilazione, invece, la temperatura dell'aria continua a scendere.

L'inserimento del sistema di ventilazione mi comporta un aumento della percentuale di ON del 13% (da 32% a 45%).



**Grafico 5.23** – Andamento T<sub>air</sub> caso 01, caso 03, caso 04, T<sub>in</sub>=25°C

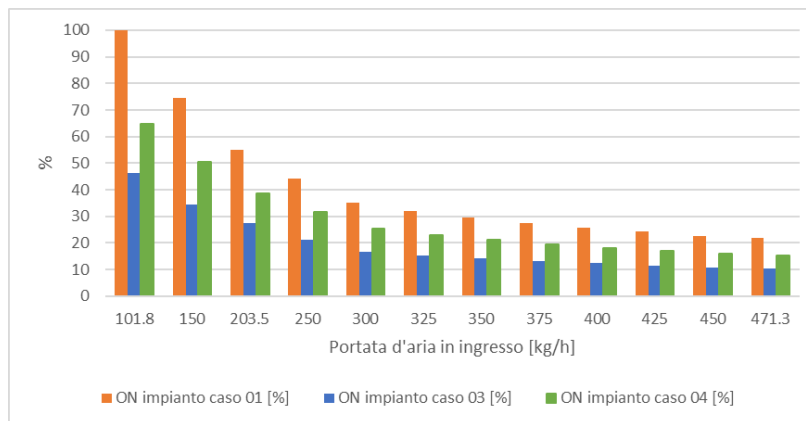
## 2. $T_{IN}=30^{\circ}C$

m <sub>in</sub> [kg/h]	T <sub>air</sub> [°C]	Min [°C]	Max [°C]	T <sub>op</sub> [°C]	% ON	T <sub>air</sub> >20°C [%]	T <sub>air</sub> >18°C [%]
101.8	19.915	19.000	20.998	19.668	64.590	31.458	100.0
150	20.024	19.008	20.999	19.755	50.313	50.361	100.0
203.5	20.012	19.000	21.000	19.744	38.7	38.69	100.0
250	19.784	19.000	21.000	19.519	31.5	31.59	100.0
300	19.608	18.999	21.001	19.345	25.2	26.38	100.0
325	19.57	19.00	21.00	19.31	22.9	24.69	100.0
350	19.544	18.999	21.001	19.281	21.0	23.15	100.0

<b>375</b>	<b>19.515</b>	<b>18.999</b>	<b>21.000</b>	<b>19.253</b>	<b>19.5</b>	<b>21.60</b>	<b>100.0</b>
<b>400</b>	19.502	18.999	21.000	19.240	18.1	20.53	100.0
<b>425</b>	19.490	18.999	20.996	19.228	17.0	20.79	100.0
<b>450</b>	19.488	18.999	21.001	19.226	16.1	21.02	100.0
<b>471.3</b>	19.481	18.999	21.001	19.219	15.3	20.54	100.0

Tabella 5.22 – Output caso 04,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ 

Il periodo di impianto acceso varia dal 64%, con portata minima, al 15%, con portata massima, vedi Tabella 5.22. Nel Grafico 5.24 si confrontano queste percentuali di ON con quelle del caso 01 e del caso 03.

Grafico 5.24 – % ON impianto caso 01, caso 03, caso 04,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$ 

Nella Tabella 5.23 si estrapolano i dati ricavati con impostata la solita portata di 375 kg/h:

Time-step [min]	ON-OFF Caso 01	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	ON-OFF Caso 03-04	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	T <sub>air</sub> Caso 04 [°C]	GAIN Caso 03-04 [kJ/h]
1	0.00000	19.34254	0.00000	19.35913	19.35852	1080.0
2	0.00000	19.28612	0.00000	19.36749	19.35508	1080.0
3	0.00000	19.23692	0.00000	19.37479	19.35207	1080.0
4	0.00000	19.19402	0.00000	19.38115	19.34945	1080.0
5	0.00000	19.15661	0.00000	19.38669	19.34716	1080.0
6	0.00000	19.12398	0.00000	19.39153	19.34516	1080.0
7	0.00000	19.09554	0.00000	19.39574	19.34342	1080.0
8	0.00000	19.07074	0.00000	19.39942	19.34190	1080.0
9	0.00000	19.04911	0.00000	19.40263	19.34058	1080.0
10	0.00000	19.03025	0.00000	19.40542	19.33942	1080.0
11	0.00000	19.01380	0.00000	19.40786	19.33841	1080.0
12	1.00000	19.21835	0.00000	19.40999	19.33753	1080.0
13	1.00000	19.60770	0.00000	19.41184	19.33677	1080.0
14	1.00000	19.93271	0.00000	19.41346	19.33610	1080.0
15	1.00000	20.20347	0.00000	19.41487	19.33552	1080.0
16	1.00000	20.42811	0.00000	19.41609	19.33501	1080.0
17	1.00000	20.61407	0.00000	19.41717	19.33456	1080.0

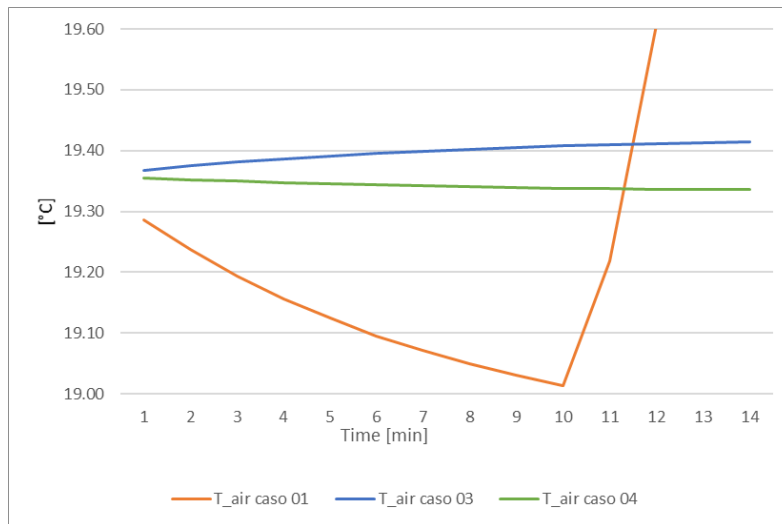
Tabella 5.23 – Analisi caso 04,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

Si prende un istante in cui l'impianto è spento e la temperatura dell'aria sta diminuendo; l'impianto richiede l'accensione dopo 44 ore. Si ricorda che nel caso 03 la temperatura dell'aria, durante l'off, aumentava, mentre nel caso 01 diminuiva rapidamente e richiedeva l'accensione ogni 20 minuti (per 8 minuti).

Nel Grafico 5.25 si riporta la diminuzione della temperatura dell'ambiente considerato, nell'arco di 17 time-step dall'OFF dell'impianto, per i tre casi a confronto.

Partendo dalla stessa temperatura il caso 01 richiede accensione dopo 10 minuti, nel caso 03 la  $T_{air}$  è salita da  $19.34^{\circ}\text{C}$  a  $19.41^{\circ}\text{C}$ , nel caso 04 si richiede l'ON dopo 44 ore.

L'inserimento del sistema di ventilazione comporta un aumento della percentuale di ON del 10%.



**Grafico 5.24** – Andamento  $T_{air}$  caso 01, caso 03, caso 04,  $T_{in}=30^{\circ}\text{C}$

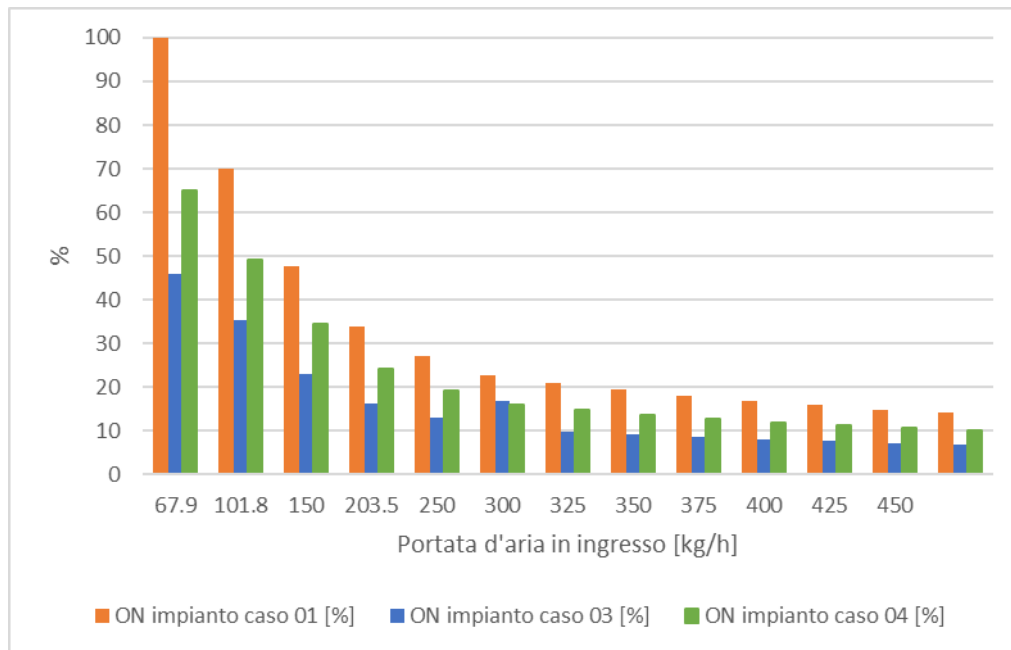
### 3. $T_{IN}=35^{\circ}\text{C}$

$m_{in}$ [kg/h]	$T_{air}$ [°C]	Min [°C]	Max [°C]	$T_{op}$ [°C]	% ON	$T_{air}>20^{\circ}\text{C}$ [%]	$T_{air}>18^{\circ}\text{C}$ [%]
67.9	19.901	19.003	21.000	19.901	64.9	27.9	100.0
101.8	20.104	19.006	20.963	19.835	49.2	53.1	100.0
150	19.880	19.000	21.000	19.610	34.5	34.5	100.0
203.5	19.590	19.000	21.000	19.327	24.1	25.1	100.0
250	19.512	18.999	21.000	19.250	19.3	21.4	100.0
300	19.478	18.999	21.001	19.216	15.9	20.9	100.0
325	19.486	18.999	21.001	19.224	14.7	20.8	100.0
350	19.465	18.999	20.997	19.204	13.6	19.1	100.0
375	<b>19.467</b>	<b>18.999</b>	<b>21.001</b>	<b>19.205</b>	<b>12.8</b>	<b>19.3</b>	<b>100.0</b>
400	19.451	18.999	20.952	19.190	11.9	17.8	100.0

<b>425</b>	19.467	18.998	21.055	19.206	11.2	17.7	100.0
<b>450</b>	19.444	18.998	21.036	19.183	10.5	18.9	100.0
<b>471.3</b>	19.425	18.998	20.851	19.164	10.0	19.2	100.0

**Tabella 5.23** – Output caso 04,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

Il periodo di impianto acceso varia dal 64%, con portata minima, al 10%, con portata massima. Nel grafico 5.25 si confrontano queste percentuali di ON con quelle del caso 01 (no carichi, no VMC) e del caso 03 (si carichi, no VMC).



**Grafico 5.25** – % ON impianto caso 01, caso 03, caso 04,  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$

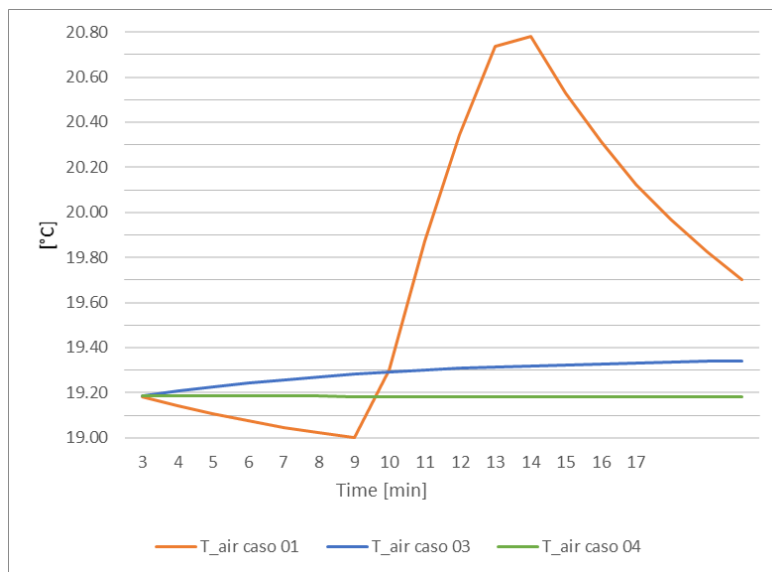
Si analizzano quindi i time-step per la portata di ingresso di riferimento (375 kg/h).

Come mostra la Tabella 5.24, si parte dal minuto in cui l'impianto è spento e la temperatura dell'aria sta diminuendo, dopo 28 ore richiede l'accensione; nel caso 03 (carichi senza VMC) la  $T_{air}$  aumentava. Partendo dalla stessa  $T_{air} = 19,18^{\circ}\text{C}$ , si riporta la diminuzione nel Grafico 5.26: nei time-step considerati, la  $T_{air}$  del caso 01 richiede l'accensione dopo 8 minuti, quella del caso 03 è salita a  $19,34^{\circ}\text{C}$ , infine il caso 04, con carichi e ventilazione, richiede l'ON dopo 28 ore.

Il sistema di ventilazione, seppur con il recuperatore, richiede un aumento della percentuale di on dell'impianto del 4%.

Time-step [min]	ON-OFF Caso 01	T <sub>air</sub> Caso 01 [°C]	ON-OFF Caso 03-04	T <sub>air</sub> Caso 03 [°C]	T <sub>air</sub> Caso 04 [°C]	GAIN Caso 03-04 [kJ/h]
1	0.00000	19.18260	0.00000	19.18606	19.18616	1080.0
2	0.00000	19.14137	0.00000	19.20803	19.18562	1080.0
3	0.00000	19.10542	0.00000	19.22718	19.18514	1080.0
4	0.00000	19.07407	0.00000	19.24389	19.18473	1080.0
5	0.00000	19.04674	0.00000	19.25846	19.18436	1080.0
6	0.00000	19.02290	0.00000	19.27116	19.18405	1080.0
7	0.00000	19.00212	0.00000	19.28223	19.18377	1080.0
8	1.00000	19.30269	0.00000	19.29189	19.18353	1080.0
9	1.00000	19.87191	0.00000	19.30031	19.18332	1080.0
10	1.00000	20.34585	0.00000	19.30766	19.18314	1080.0
11	1.00000	20.73859	0.00000	19.31406	19.18298	1080.0
12	1.00000	20.78166	0.00000	19.31964	19.18284	1080.0
13	1.00000	20.53065	0.00000	19.32451	19.18272	1080.0
14	1.00000	20.31378	0.00000	19.32876	19.18261	1080.0
15	1.00000	20.12622	0.00000	19.33246	19.18252	1080.0
16	1.00000	19.96376	0.00000	19.33569	19.18244	1080.0
17	1.00000	19.82254	0.00000	19.33850	19.18237	1080.0

**Tabella 5.24** – Analisi caso 04, T<sub>in</sub>=35°C



**Grafico 5.26** – Andamento T<sub>air</sub> caso 01, caso 03, caso 04, T<sub>in</sub>=35°C





# *Capitolo 6*

## *Simulazioni in regime dinamico: sistema a tutt'aria*

Lo scopo di questo capitolo è quello di studiare il comportamento dei due sistemi durante tutto il periodo dell'anno.

Le finestre di assemblaggio di Simulation Studio da cui si parte sono quelle utilizzate nei Capitolo 4 e 5; vengono aggiunte una serie di type (approfondite in seguito) per modellare il tutto in regime dinamico. Per entrambi i sistemi si sceglie Venezia come località dove posizionare l'ambiente considerato e si crea un profilo di carichi interni.

Si considera la presenza di 4 persone per cui è possibile considerare una produzione di 65 W (per persona) in caso di attività sedentaria con un met pari a 1.0-1.4, e 100 W per persona in caso di lavori domestici con un Met pari a 1.7-2.0. Inoltre si fanno ipotesi sull'uso dei principali apparecchi di uso domestico quali:

- Frigorifero
- Lavastoviglie
- Piano cottura
- Televisore
- Forno

Prendendo per il Frigorifero una classe A++, per un volume di 344 litri divisi tra frigo e congelatore, si può stimare un consumo pari a 252 kWh/anno. Distribuendo il carico costantemente nelle 8760 ore si ottiene una potenza pari a 28.8 W scambiata interamente per convezione con la stanza.

Una lavastoviglie di classe A+ o superiore è un oggetto presente ormai nella quasi totalità delle abitazioni. Nonostante si tratti di un dispositivo energivoro e che utilizza temperature dell'acqua ben superiori alle temperature che si vuole mantenere nella stanza, bisogna tenere presente che esse presentano isolamenti elevati verso la stanza. Pertanto è possibile trascurare in questa sede l'apporto di calore derivante da un normale utilizzo giornaliero, perché il carico termico dato all'acqua viene scaricato con essa a fine lavaggio.

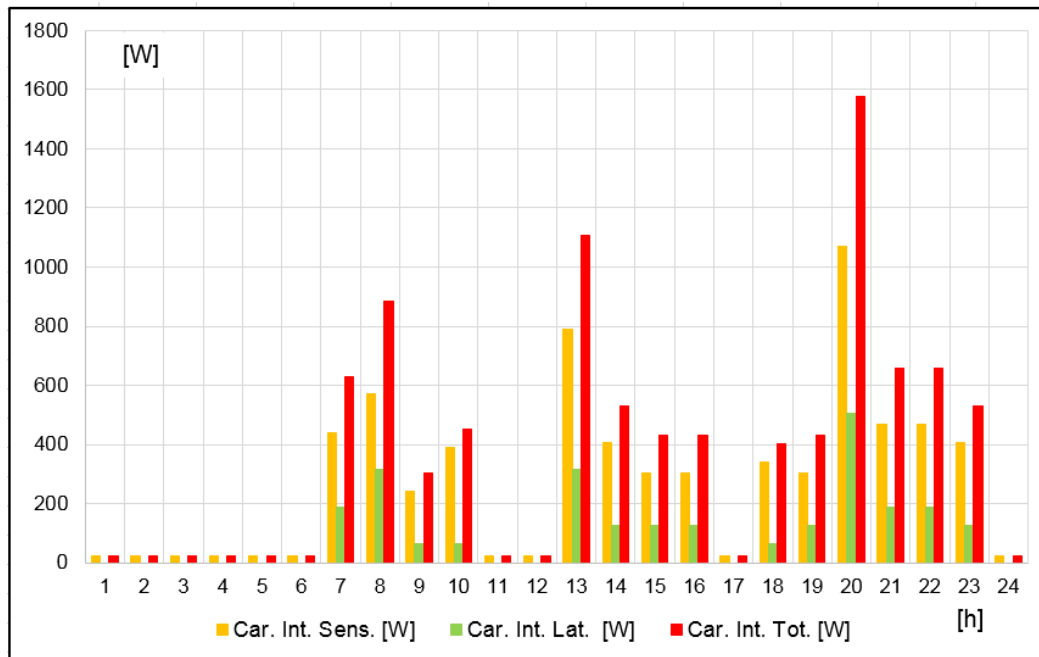
Il piano cottura rappresenta l'elemento più critico tra gli oggetti presi in considerazione. È infatti responsabile dei più elevati apporti endogeni che hanno caratteristiche quasi impulsive per il caso in esame. Un piano cottura classico, a gas, ha una potenza mediamente pari a 4000W.

Di tale potenza termica, totalmente ceduta all'ambiente in cui è installato il piano, l'80% viene scambiato per convezione ed il 20% per radiazione. Per l'orario tra le 7:00 e le 8:00, in cui si è posizionata la colazione, si considera solamente un quarto di questa potenza, in accordo con le principali abitudini della popolazione. L'attività di cottura dei pasti provoca una produzione di vapore che normalmente si aggira intorno ad 1.5 kg/h a pieno regime, mentre può considerarsi limitata a 0.5 kg/h durante il periodo di colazione. Essendo il carico normalmente concentrato in intervalli orari di 20 minuti, è possibile considerare una potenza equivalente distribuita nel più ampio intervallo di 60 minuti.

Un comune televisore da 36 o 40 pollici di classe A+ presenta un consumo intorno ai 70kWh/anno. Considerando un utilizzo giornaliero di 10 ore si ottiene una potenza di circa 70W di cui 60W scambiati per radiazione e 10W scambiati per convezione.

In un ambiente cucina è doveroso fare una menzione riguardo il forno, che sia esso elettrico o a gas. Si tratta indubbiamente di un notevole carico interno in funzione per 30-45 minuti a temperature di circa 200°C che di per sé coprirebbe il fabbisogno istantaneo ideale in condizioni invernali. Di conseguenza questo elettrodomestico, quando in funzione, richiederebbe per la maggior parte dell'anno un carico in raffreddamento molto elevato, anche in periodi dove si ritiene in funzione ancora la climatizzazione invernale. Ci si troverebbe così a passare da condizioni di riscaldamento a condizioni di raffreddamento nel corso della stessa giornata ogniqualvolta che esso entri in funzione. L'utilizzo medio settimanale di tale elettrodomestico risulta essere un'incognita poiché varia molto secondo le abitudini della popolazione; inoltre nel periodo estivo l'utilizzo del dispositivo cala notevolmente. Pertanto, in mancanza di dati ragionevoli ed al fine di considerare i carichi termici in maniera quanto più affine alla normativa vigente in materia di risparmio energetico, si ritiene necessario trascurare l'utilizzo del forno nella programmazione dei carichi interni.

Si crea quindi un profilo di carichi interni in funzione dell'ora della giornata e si ripete ogni 24h, vedi Grafico 6.1:



**Grafico 6.1** – Profilo per i carichi interni

I carichi interni, sia sensibili che latenti, sono stati volutamente contenuti.

Nelle condizioni limite di progetto invernali ed estive l'ambiente richiede una potenza di riscaldamento di 694 W ed una potenza di refrigerazione di 2500 W.

Questi valori forniscono già l'occasione per una considerazione: sicuramente si è operato con efficacia nel ridurre le perdite per trasmissione e ventilazione, ma non è stato possibile contenere la potenza di refrigerazione che risulta quasi 4 volte superiore a quella di riscaldamento.

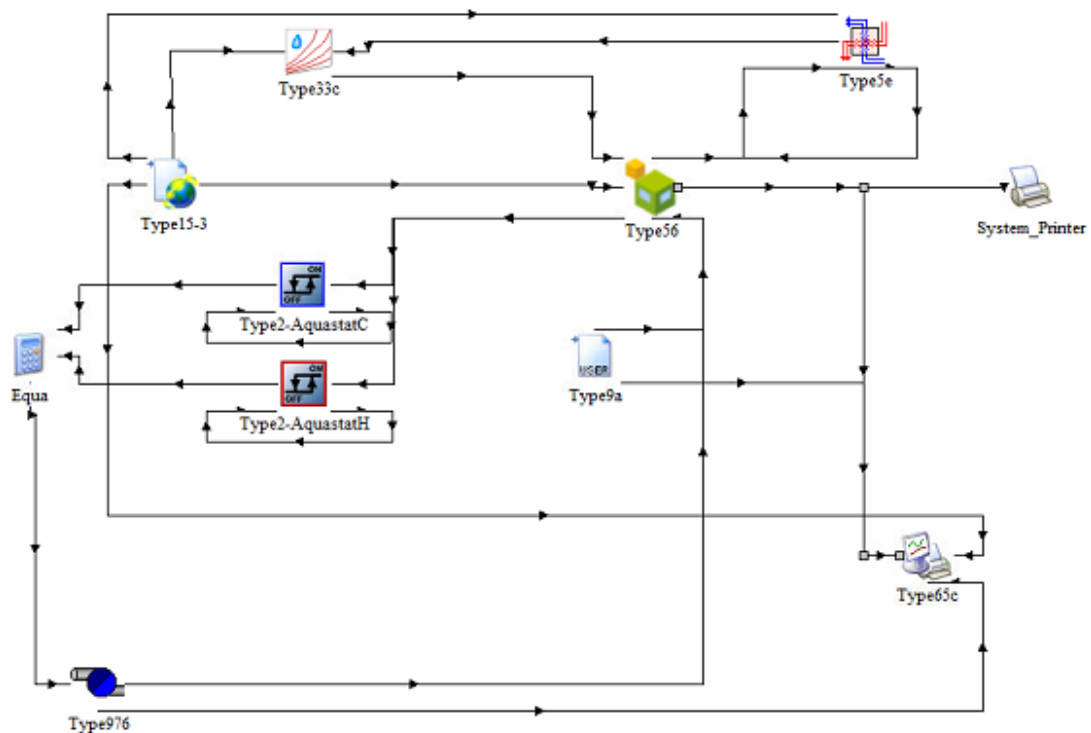
Se non è stato possibile contenere la potenza di picco, al fine di limitare i consumi energetici occorre adottare ogni strategia utile a limitare il tempo di funzionamento dell'impianto di refrigerazione, come ad esempio facendo ricorso al freecooling.

Tutto ciò è ancora più importante se si tiene conto che la refrigerazione per lo più implica un consumo di energia elettrica.

Definiti i carichi e i dati climatici inerenti la località scelta, si passa ora all'analisi dei singoli sistemi di climatizzazione.

## 6.1 Sistema a pannelli radianti

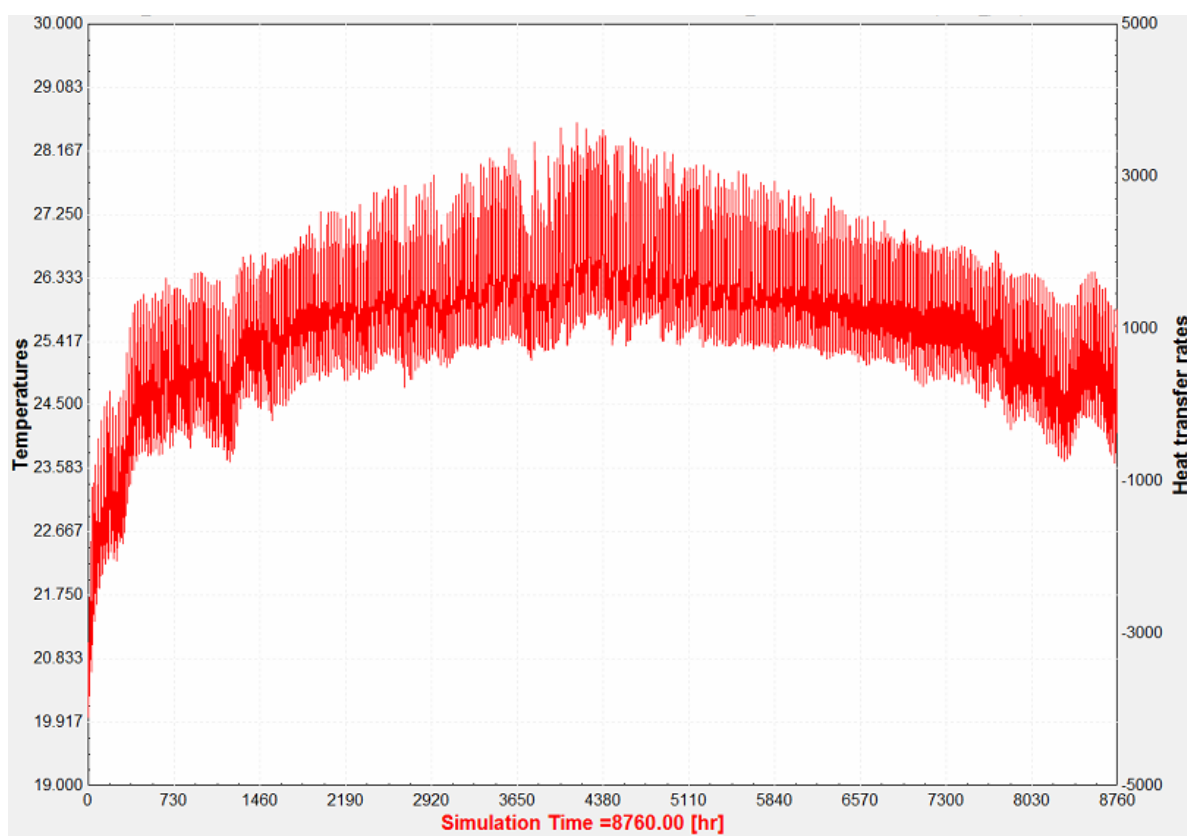
Come già detto la finestra di assemblaggio da cui si parte è quella utilizzata nel Capitolo 4, comuni ad entrambi i sistemi ci sono anche la type che definisce i dati climatici (type 33c) e la type che inserisce i carichi interni ora per ora (type 9a). Queste sono da inserire come input alla type 56 che contiene il file building, vedi Figura 6.1.



**Figure 6.1** – Finestra di assemblaggio per il sistema a pannelli radianti

Dovendo variare portata e temperatura in funzione del regime di climatizzazione, sostituisco la pompa usata nei capitoli precedenti con una a portata variabile (type 976) e tramite una type “equa” imposto il controllo dei due termostati. Per la climatizzazione invernale si imposta il set-point a 20°C e portata d’acqua in entrata pari a 334 kg/h con temperatura di 30°C. Per la climatizzazione estiva invece si ha il set-point a 26°C e una portata in ingresso pari a 860 kg/h e temperatura di 20°C.

A questo punto si fa partire la simulazione sulle 8760 ore che compongono l’anno solare e si riporta l’andamento della temperatura dell’aria, vedi Grafico 6.2:

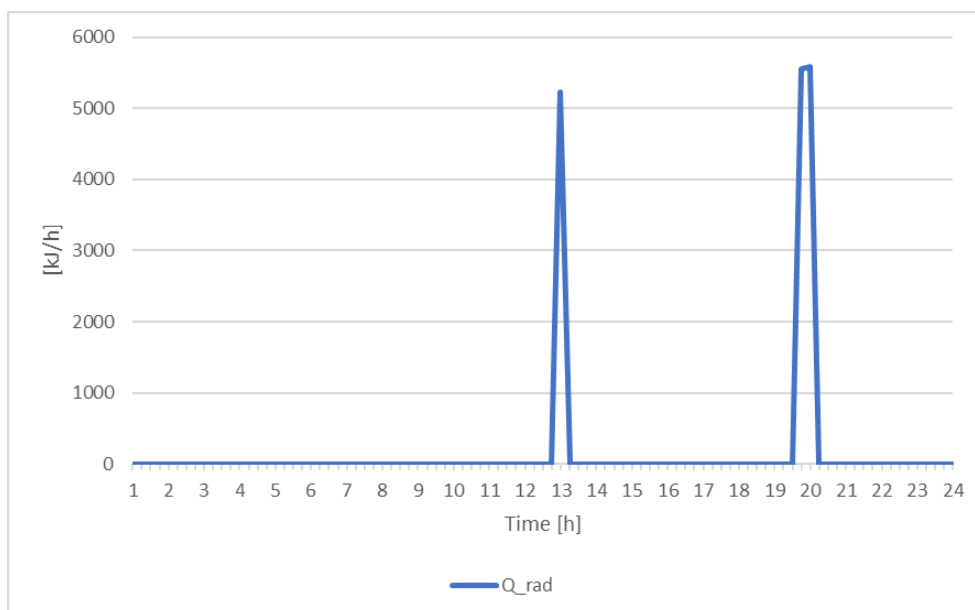


**Grafico 6.2** – Temperatura aria ambiente considerato per sistema a pannelli radianti

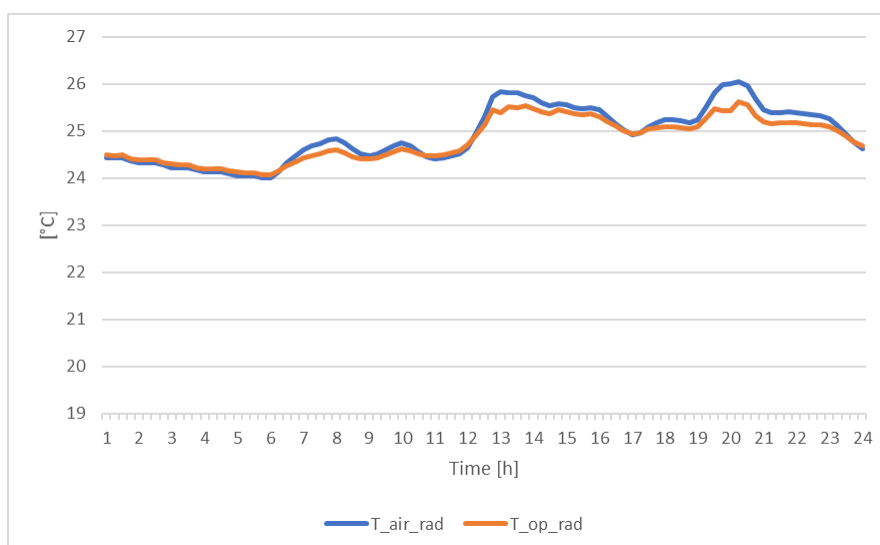
L'impianto radiante di riscaldamento entra in funzione molto raramente poiché la temperatura della stanza, in presenza di carichi interni dovuti al normale utilizzo, è superiore a 20°C per la totalità delle ore; bisogna invece ricorrere all'impianto di raffrescamento già dai primi mesi dell'anno, a causa sia della presenza di carichi interni che dell'elevata efficienza dello scambiatore in cui si hanno temperature in ingresso dell'aria poco inferiori alla temperatura ambiente. Se i carichi interni fanno aumentare la temperatura ambiente, conseguentemente anche la temperatura dell'aria di rinnovo, in uscita dal recuperatore, aumenta. Si genera in questo modo un effetto a catena che non solo allontana la stanza dalle condizioni di comfort, ma spinge addirittura le temperature fin sopra i 28°C, complice anche l'aumento della temperatura esterna proseguendo verso i mesi estivi.

Scegliendo come giornata di riferimento il 15 febbraio (temperatura media giornaliera=0°C) si possono estrapolare dei dati dagli output ricavati, utili per confermare la valutazione appena fatta.

Nel Grafico 6.3 viene riportato l'andamento della richiesta termica espressa in kJ/h nell'arco delle 24 ore della giornata, si vede come, a partire dalle prime ore della mattina in cui i carichi interni iniziano ad aumentare considerevolmente, la temperatura dell'aria inizia ad alzarsi e dopo circa 12 ore richiede l'intervento del raffrescamento. Dopo una breve fase di raffreddamento (non si scende sotto i 25°C), la temperatura dell'aria ricomincia ad aumentare e durante le ore serali viene richiesta nuova potenza di raffrescamento che tocca il picco massimo di 5500 kJ/h (1.5 kW), vedi Grafico 6.4.



**Grafico 6.3** – Potenza richiesta dal sistema radiante durante la giornata del 15 febbraio



**Grafico 6.4** – Andamento aria ambiente e operativa per la giornata del 15 febbraio

Questi andamenti dimostrano dunque come l'occupazione interna della stanza abbia un ruolo estremamente importante nel dimensionamento dell'impianto di climatizzazione.

La massima potenza sensibile richiesta nel periodo invernale è pari a 368 W. Tale valore è stato ottenuto in assenza di un profilo di carico, cioè a stanza non occupata, ed in corrispondenza di una temperatura esterna di  $-5^{\circ}\text{C}$ . La potenza indicata si riferisce quindi alla somma dei fenomeni di dispersione per trasmissione e ventilazione.

La massima potenza sensibile per il raffrescamento estivo è pari a 1765 W; tale valore è stato ottenuto in corrispondenza della temperatura esterna pari a  $33.6^{\circ}\text{C}$

La ridotta trasmittanza rappresenta un vantaggio sia in riscaldamento che in raffrescamento, permette infatti di ridurre la potenza di progetto dell'impianto di climatizzazione sia invernale che estivo. Dal punto di vista pratico però questo richiede il raffrescamento dell'ambiente durante l'anno consumando potenze elevate.

Questo perché la ridotta trasmittanza dell'involucro e dei serramenti rappresenta un freno alla dispersione del calore in (quando la temperatura esterna è inferiore alla temperatura ambiente) mantenendo temperature superiori alla temperatura di comfort nel periodo invernale ed anticipando notevolmente durante l'anno la necessità di intervenire con sistemi di climatizzazione adeguati.

Il sistema radiante con recuperatore sensibile ad elevata efficienza trova oggi giorno grande

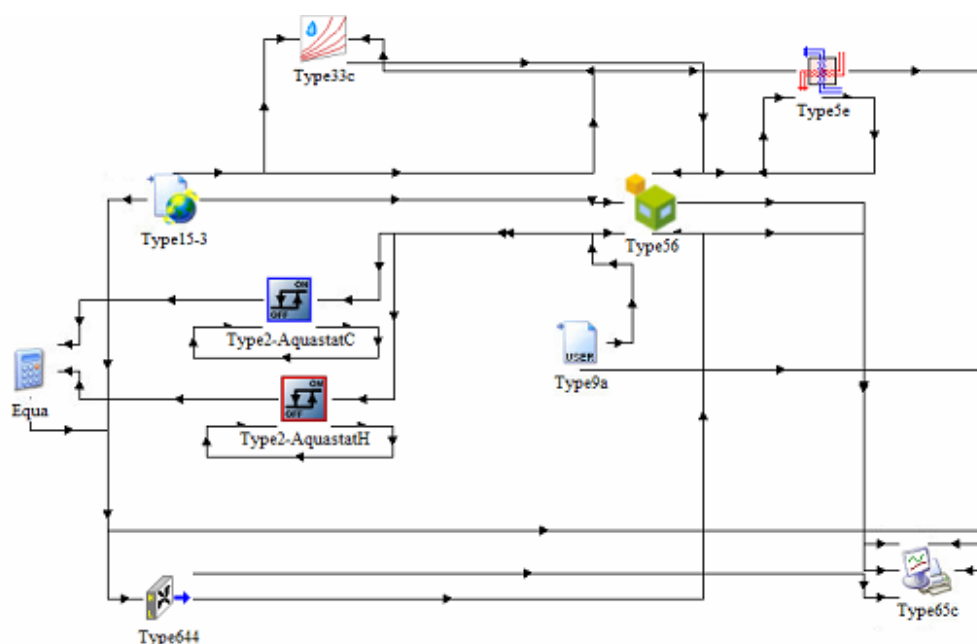
applicazione nell'edilizia residenziale pur non rappresentando il miglior sistema in termini di comfort. Le elevate temperature della stanza inoltre costringono l'aria di rinnovo a bypassare il recuperatore sensibile per attraversare una batteria calda nel periodo invernale,

introducendo quindi un inutile spesa energetica che potrebbe essere evitata con un free cooling parziale del recuperatore, ad oggi non presente in commercio.

Si conclude quindi che le tempistiche di attivazione della massa del pavimento radiante, in contrapposizione al carattere impulsivo dei carichi endogeni, costituiscono un freno al mantenimento delle condizioni di comfort, sia nel periodo invernale (richiesta di raffreddamento) che nel periodo estivo in cui, nonostante l'impianto di refrigerazione, l'impianto è incapace di adeguarsi rapidamente alla variazione improvvisa dei carichi interni (l'aria ambiente supera i  $28^{\circ}\text{C}$ ).

## 6.2 Sistema a tutt'aria

In questo caso la finestra di assemblaggio di Simulation Studio dalla quale fare partire le simulazioni, è quella utilizzata nel Capitolo 5; come già detto le type comuni ad entrambi i sistemi sono quelle che definiscono i dati climatici (type 33c) e i carichi interni ora per ora (type 9a), da collegare alla type rappresentante l'edificio in questione, vedi Figura 6.2.

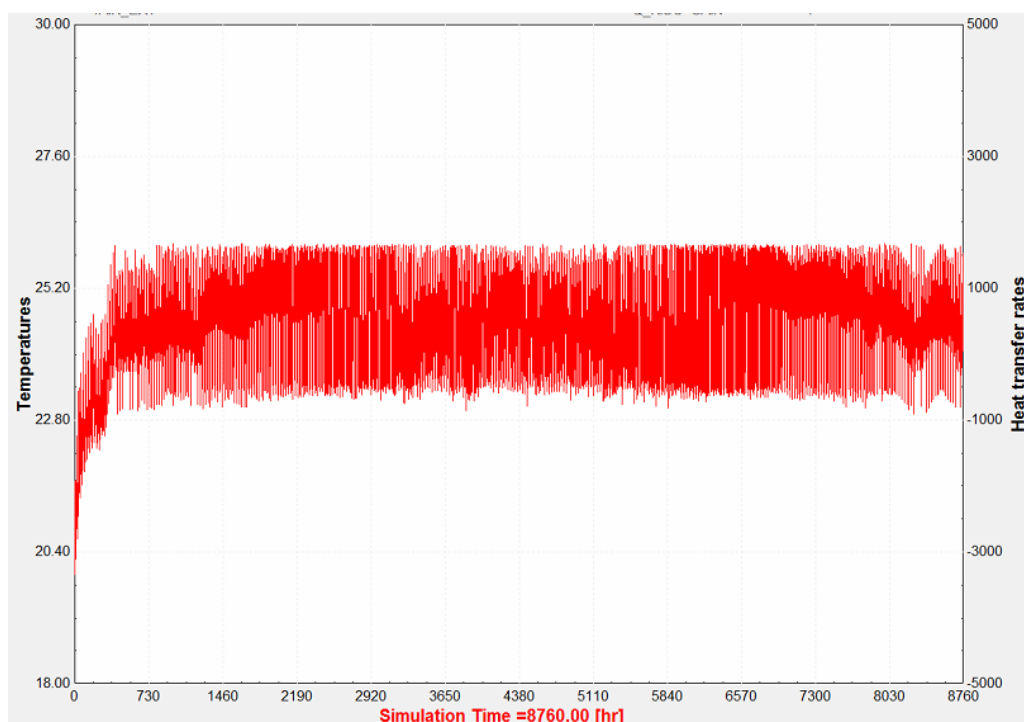


**Figura 6.2** – Finestra assemblaggio per sistema a tutt'aria

Dovendo variare portata e temperatura in funzione del regime di climatizzazione, sostituisco il ventilatore usato nei capitoli precedenti con uno a portata variabile (type 644) e tramite una type “equa” imposto il controllo dei due termostati. Per la climatizzazione invernale si imposta il set-point a 20°C e portata d'acqua in entrata pari a 340 kg/h con temperatura di 30°C. Per la climatizzazione estiva invece si ha il set-point a 26°C e una portata in ingresso pari a 890 kg/h con temperatura di 16°C.

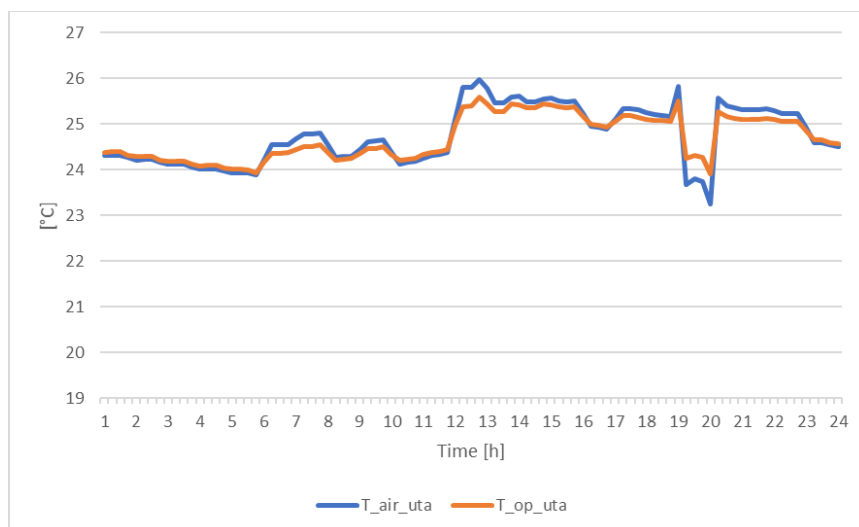
Come nel paragrafo precedente si fa partire la simulazione e si riporta l'andamento della temperatura dell'aria, vedi Grafico 6.5:



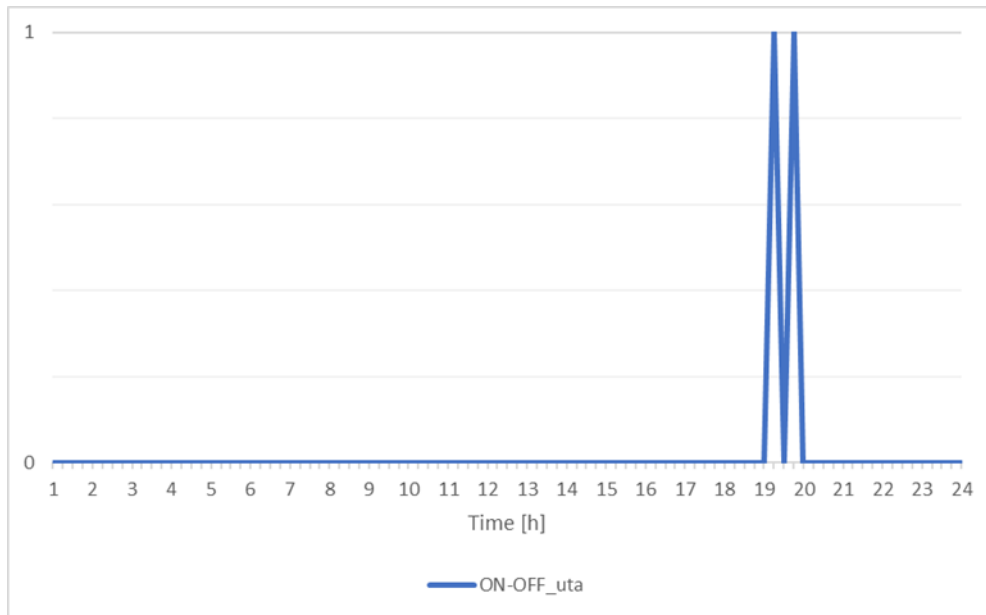


**Grafico 6.5** – Temperatura aria ambiente considerato per sistema a tutt'aria

L'impianto a tutt'aria per il riscaldamento, anche in questo caso, entra in funzione molto raramente a causa dei carichi interni che fanno aumentare la temperatura ambiente. Durante il periodo estivo si raggiungono invece temperature minori rispetto al caso di sistema a pannelli radianti, nonostante siano applicati gli stessi carichi interni. Scegliendo una giornata con la stessa temperatura media giornaliera del caso precedente si va ad osservare l'andamento della temperatura dell'aria e della temperatura operativa all'interno dell'ambiente considerato.



**Grafico 6.5** – Andamento aria ambiente e operativa per sistema a tutta aria nella giornata del 15 febbraio



**Grafico 6.6** – ON-OFF impianto per sistema a tutt'aria durante la giornata del 15 febbraio

A differenza del sistema a pannelli radianti ho necessità di richiamare il raffrescamento solo una volta durante la giornata (per un periodo di tempo più breve) precisamente nel momento serale in cui si ha un picco di carichi interni.

Si evidenzia quindi come l'elevata velocità di risposta del sistema dovuta alla minore inerzia permette una minore dispersione dei dati intorno alla temperatura di set-point rispetto al sistema radiante.

# *Conclusioni*

Dallo studio in regime stazionario dei due sistemi di climatizzazione si possono trarre le seguenti considerazioni:

- Nel sistema radiante, fissata la portata, per soddisfare il fabbisogno la temperatura di mandata minima dell'acqua ai pannelli risulta essere 22°C circa; aumentando quest'ultima di grado in grado si nota, come è logico, una riduzione sia della percentuale di ON dell'impianto che della differenza di temperatura tra fluido entrante e uscente dal pannello.

Volendo studiare l'inerzia termica dell'impianto, si osservano i tempi di risposta dell'impianto all'ON-OFF, si è posta particolare attenzione ai dati riguardanti una temperatura di mandata intermedia (pari a 26°C) e una temperatura elevata pari a 36°C.

Nel primo caso si nota come, all'OFF, la temperatura dell'aria scenda molto lentamente, sia a causa delle ridotte dispersioni che soprattutto per il fatto che il pannello in fase ON erogava poco più di 2000 kJ/h e, dopo un brusco calo iniziale a circa 1600 kJ/h, in 15 minuti si trova ancora allo stesso valore continuando a contribuire al riscaldamento con 80% della potenza.

Aumentando la temperatura di mandata a 36°C l'effetto dell'inerzia termica diventa ancora più evidente: nel breve periodo in cui l'impianto è ON vengono erogati più di 4400 kJ/h e la temperatura del pavimento si porta a più di 26°C, dopo lo spegnimento dell'impianto il pannello radiante continua ad emanare 3600 kJ/h e la temperatura dell'aria sale oltrepassando i limiti della regolazione.

Emerge inoltre che, con temperatura di ingresso intermedia, alla variazione del set-point da 20°C a 16°C l'impianto reagisce raggiungendo la richiesta in circa tre giorni.

Tutto questo dimostra quanto l'inerzia termica giochi un ruolo eccessivamente importante per la valutazione di un sistema di climatizzazione a pannelli radianti, sia per quanto riguarda il raggiungimento della richiesta termica che per il controllo del comfort igrometrico dell'ambiente in analisi (altamente coibentato).

- Per il sistema a tutt'aria è stato eseguito uno studio analogo al precedente. In questo caso è stata variata sia la portata che la temperatura di mandata dell'aria. Per una temperatura d'ingresso di 25°C risulta essere necessaria una portata minima pari a 203.5 kg/h che diventa 67.9 kg/h per  $T_{in}=35^{\circ}\text{C}$ ; quella massima invece è stata fissata a 475 kg/h.

Naturalmente con pari portata, al crescere della temperatura di mandata diminuisce la percentuale di ON; così pure con stessa  $T_{in}$ , al crescere della portata.

Per l'osservazione dell'inerzia termica dell'aria è stata analizzata una portata intermedia di 375 kg/h. Con temperatura di ingresso dell'aria di 25°C si nota che allo spegnimento dell'impianto, l'aria scende molto rapidamente e nell'arco di 17 minuti viene richiesto l'intervento del termostato.

Aumentando la temperatura in ingresso fino a 30°C e 35°C si conferma quanto visto, con l'unica differenza i tempi di accensione dell'impianto sono sensibilmente minori; i tempi di discesa rimangono invece quasi costanti (le piccole variazioni sono dovute alla logica di funzionamento del termostato). Si vede inoltre come alla variazione del set-point da 20°C a 16°C l'impianto a tutt'aria, con in ingresso temperature e portate intermedie, reagisce raggiungendo la temperatura richiesta in circa 40 ore.

Tutto queste valutazioni mostrano, rispetto al sistema radiante, minore inerzia e maggiore reattività a cui corrisponde una differente adeguatezza dell'impianto ad aria per un edificio a bassissime dispersioni termiche.

- Per entrambi i sistemi di climatizzazione il contributo dato dai carichi interni, per il raggiungimento delle richieste termiche, si dimostra di elevata importanza.

Si osserva che nell'impianto a pannelli radianti l'inserimento di apporti gratuiti comporta una diminuzione della percentuale di ON dell'impianto del 60%. D'altro canto, negli istati successivi all'OFF, la diminuzione della temperatura dell'aria ambiente avviene con ancor maggiore lentezza rispetto alla fase senza carichi interni, condizione che rende questo tipo di impianto non idoneo alle improvvise variazioni di carichi interni.

Anche nel sistema a tutt'aria si nota circa la stessa diminuzione delle percentuali di ON e questo tipo di impianto continua a dimostrarsi più adatto alle variazioni della richiesta termica grazie alla maggiore velocità di risposta dell'aria.

- La presenza della ventilazione meccanica controllata con recuperatore di calore incrementa, in entrambi i sistemi di climatizzazione, il fabbisogno termico; questo, come è ovvio, accelera la velocità di discesa della temperatura dell'aria ambiente quando l'impianto si spegne e ne rallenta la risalita negli istanti successivi all'ON. Tutto questo comporta un aumento delle percentuali di accensione di circa il 40% nel sistema a pannelli radianti e di circa il 30% nel sistema ad aria.

Passando invece alle simulazioni effettuate in regime dinamico, sempre per entrambi i sistemi di climatizzazione, si conferma che:

- Nell'impianto a pannelli radianti i carichi portano un innalzamento della temperatura ambiente talmente eccessivo da richiedere l'intervento dell'impianto di raffrescamento già a partire dai primi mesi dell'anno; inoltre se i carichi fanno aumentare la temperatura, anche l'aria di rinnovo in uscita dal recuperatore sarà maggiore. Tutto questo allontana la stanza dalle condizioni di comfort e permette il raggiungimento di temperature che nel periodo estivo, con impianto di raffreddamento funzionante, superano i 28°C (complice anche l'elevata temperatura esterna).

Inoltre nel sistema radiante, durante il periodo invernale, le elevate temperature della stanza costringono l'aria di rinnovo a bypassare il recuperatore sensibile per attraversare una batteria calda per garantire la minima temperatura d'immissione introducendo quindi un'inutile spesa energetica che potrebbe essere evitata da un freecooling parziale al recuperatore.

- Per l'impianto a tutt'aria l'elevata velocità di risposta del sistema, dovuta alla minore inerzia, permette rispetto al sistema radiante una minore dispersione dei dati intorno al set-point. La temperatura estiva infatti non supera mai il valore impostato pur richiedendo meno accensioni rispetto al sistema radiante.

Si conclude quindi che le tempistiche di attivazione della massa del pavimento radiante, in contrapposizione al carattere impulsivo dei carichi endogeni e la

necessità di complicare il funzionamento del recuperatore sensibile dell'impianto radiante per meccanismo e per portate, costituiscono un importante limite alla sua adeguatezza.

Queste considerazioni fanno quindi ipotizzare la maggiore potenzialità di una centrale trattamento aria di tipo domestico rispetto ad un sistema radiante per la climatizzazione di un ambiente ad elevata coibentazione.

# Bibliografia

- Giancarlo Chiesa, Giuliano Dall'O', "Risparmio energetico in edilizia: criteri e norme", Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 1996.
- Rockwool, "Efficienza energetica degli edifici: prestazioni termiche e comportamento ambientale", Rockwool Italia S.p.A, Milano, 2005
- "Energy Plus Manual", US Department of Energy, 2008
- CTI, "Attuazione della certificazione energetica degli edifici in Italia", Rapporto 2001
- Sito web del Gse
- Ministero dello sviluppo economico, "Piano d'Azione Italiano per l'Efficienza Energetica", 2007
- Dipartimento per l'Energia, Ministero dello Sviluppo Economico, "Bilancio energetico Nazionale", 2009
- Sito internet ENEA
- Yunus A. Cengel, "Termodinamica e trasmissione del calore", Mcgraw-hill, 1997
- Olesen B.W., "Thermal comfort requirements for floors", Proc. Of Meeting of IIR
- Néstor Fonseca, Cristian Cuevas, Vincent Lemort, "Radiant ceiling systems coupled to its environment part 1: Experimental analysis", 2009
- Prof. M. De Carli, "Dispense di Impianti termici e frigoriferi", Università degli studi di Padova, 2014
- Clausen, G. 2004. "Ventilation filters and indoor air quality: a review of research from the International Centre for Indoor Environment and Energy", Indoor Air, 2004
- De Santoli e Mariotti "La ventilazione naturale. Il moto naturale dell'aria per il controllo delle condizioni ambientali", Palermo, 2011.
- Olesen, B.W. "Ventilation and indoor air quality. The REHVA European HVAC Journal", 2012
- TenWolde, A., "Ventilation, humidity and condensation in manufactured houses

*during winter*", 1994

- G. L. Morini, "*Dispense del corso di Termotecnica e impianti termotecnici*" LS. Bologna, 2009
- Rossi, N., "*Manuale del termotecnico*", Hoepli.