

**ALMA MATER STUDIORUM**  
**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA**

---

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Specialistica in  
INGEGNERIA ENERGETICA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA ENERGETICA,  
NUCLEARE E DEL CONTROLLO AMBIENTALE

Tesi di Laurea in  
TERMOTECNICA E IMPIANTI TERMOTECNICI

**VALUTAZIONE DEL RISPARMIO**  
**ENERGETICO CONSEGUIBILE NEGLI**  
**IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO ESTIVO**  
**CON L'ADOZIONE DEL FREE-COOLING**

CANDIDATO:

MATTEO MARTELLI

RELATORE:

PROF. ING. GIAN LUCA MORINI

CORRELATORE:

DOTT. ING. COSIMO MARINOSCI

---

Anno Accademico 2010 / 2011

Sessione III



# INDICE

INTRODUZIONE .....	7
CAPITOLO 1 – CLIMATIZZAZIONE ESTIVA E MODELLO TFM .....	10
1.1 LA SITUAZIONE ITALIANA .....	10
1.2 IL REGIME NON STAZIONARIO .....	13
1.3 INERZIA TERMICA E MASSA EFFICACE .....	17
1.4 IL MODELLO TFM .....	20
CAPITOLO 2 – DATI DI INGRESSO E TABELLE .....	23
2.1 DISTRIBUZIONE GIORNALIERA DI TEMPERATURA ....	24
2.2 UMIDITÀ DELL'ARIA ESTERNA .....	26
2.3 RADIAZIONE SOLARE .....	30
2.4 CONDIZIONI INTERNE DI PROGETTO .....	31
2.5 COMPORTAMENTO DELL'UTENZA .....	32
2.5.1 VENTILAZIONE .....	32
2.5.2 ILLUMINAZIONE, CARICHI INTERNI E VAPORE GENERATO .....	33
2.5.3 PERSONE PRESENTI NEL LOCALE .....	34

CAPITOLO 3 – CARATTERISTICHE DEI COMPONENTI EDILIZI .....	37
3.1 PARETI OPACHE VERTICALI, SOFFITTO DI COPERTURA E SOLAI INTERMEDI .....	38
3.2 PAVIMENTO DISPEDENTE CONTRO TERRA .....	41
3.3 PORTA E FINESTRE VERSO L’ESTERNO .....	42
3.4 MASSA EFFICACE .....	44
3.4.1 PARETI DI SEPARAZIONE MONOSTRATO .....	45
3.4.2 PARETI DI SEPARAZIONE MULTISTRATO .....	47
3.4.3 MASSA EFFICACE PER LE PARETI ESTERNE .....	53
3.5 PARAMETRI GLOBALI CARATTERISTICI .....	54
CAPITOLO 4 – CALCOLO DEL CARICO TERMICO .....	56
4.1 BILANCIO TERMICO SENSIBILE DEL LOCALE .....	57
4.1.1 TRASMISSIONE ATTRAVERSO L’INVOLUCRO .....	58
4.1.2 CONTRIBUTO DOVUTO ALLE SORGENTI RADIANTI ....	63
4.1.3 APPORTI ISTANTANEI AL CARICO TERMICO .....	65
4.1.4 CARICO TERMICO SENSIBILE COMPLESSIVO .....	67
4.2 BILANCIO DI VAPORE NELL’AMBIENTE .....	68
4.3 RAFFRESCAMENTO NOTTURNO .....	71
CAPITOLO 5 – IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE .....	74
5.1 TIPOLOGIE D’IMPIANTO .....	74
5.2 IL DIAGRAMMA PSICROMETRICO .....	81
5.3 L’UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL’ARIA .....	84
5.3.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL’ARIA SEMPLICE .....	85
5.3.2 RECUPERO TERMICO DALL’ARIA DI ESPULSIONE ....	100
5.3.3 RECUPERO DI CALORE RIGENERATIVO .....	106
5.3.4 BY-PASS PARZIALE DELL’ARIA DI RICIRCOLO .....	113
5.3.5 BY-PASS PARZIALE DELL’ARIA DI MISCELA .....	117
5.3.6 CONSIDERAZIONI E POST-PROCESSING SULLE SOLUZIONI DI BY-PASS .....	121

5.4	FREE-COOLING .....	124
5.4.1	FREE-COOLING DIRETTO TOTALE .....	129
5.4.2	FREE-COOLING DIRETTO PARZIALE .....	131
5.4.3	FREE-COOLING DIRETTO PARZIALE E UMIDO .....	133
5.4.4	CONDIZIONI PARTICOLARI DI FUNZIONAMENTO ....	136
5.4.5	RAFFREDDAMENTO ADIABATICO DIRETTO .....	137
5.5	CONSUMI E RISPARMI ENERGETICI .....	141
5.5.1	GRUPPO FRIGORIFERO .....	141
5.5.2	CALDAIA PER IL POST-RISCALDAMENTO .....	145
5.5.3	VENTILATORI DI MANDATA E DI RIPRESA .....	147
5.5.4	RISPARMI ENERGETICI .....	148
CAPITOLO 6 – CONFRONTI E VERIFICHE .....		151
6.1	VALIDAZIONE DEL MODELLO TFM .....	151
6.2	MASSE EFFICACI SEMPLIFICATE .....	160
CAPITOLO 7 – CASI STUDIATI E RISULTATI OTTENUTI .....		166
7.1	AMBIENTE STUDIATO .....	166
7.2	STRUTTURA NORMALE .....	170
7.3	STRUTTURA PESANTE .....	174
7.4	STRUTTURA MOLTO ISOLATA .....	177
7.5	STRUTTURA CON ALTA PERCENTUALE DI SUPERFICI VETRATE .....	181
7.6	CONSIDERAZIONI SUI RISULTATI OTTENUTI .....	183
CONCLUSIONI .....		189
BIBLIOGRAFIA .....		197
RINGRAZIAMENTI .....		200



# INTRODUZIONE

Le problematiche relative all'approvvigionamento energetico hanno assunto negli ultimi anni un ruolo via via crescente nella gestione politica ed economica di un Paese. Le cause sono da ricercarsi nel continuo incremento dei consumi da parte delle popolazioni, i quali solitamente procedono a pari passo con gli sprechi energetici. Inoltre l'impossibilità dell'ambiente, così come dei sistemi di produzione e distribuzione dell'energia, ad adeguarsi a questi rapidi cambiamenti ha posto il problema al centro dell'attenzione mondiale.

In un Paese come l'Italia, non molto ricco di risorse energetiche, si deve guardare al risparmio come alla più importante fonte di energia. Infatti, le attuali modalità di produzione ed utilizzazione dell'energia talvolta appaiono fortemente inadeguate per il nostro sistema.

All'interno del complesso scenario energetico italiano, particolare interesse meritano i consumi nel settore edilizio. Il quantitativo di energia imputabile alla gestione del civile, inteso come residenziale e terziario, infatti, si attestava nel 2005 intorno ai 46 Mtep, ricoprendo oltre il 30% dei consumi finali [1].

Appare evidente quindi che cercare di minimizzare il dispendio di energia in questo settore, a parità di servizi garantiti, si rivela un'ottima strada da seguire al fine di migliorare la situazione energetica italiana.

Purtroppo il parco edile del nostro Paese è tra i meno efficienti d'Europa, con oltre i 2/3 degli edifici di costruzione precedente alla legge

n.373/1976 sull'isolamento degli edifici e la gestione degli impianti. Ciò significa che esistono ampi margini d'intervento finalizzati ad ottimizzare la gestione dell'energia in questo campo. L'obiettivo è quello di creare sistemi edificio-impianto sempre più integrati e meno energivori, muovendosi nella direzione di quelli che oggi vengono definiti *edifici passivi* [2].

Il problema è che troppo spesso, soprattutto in Italia, si focalizza l'attenzione principalmente sul riscaldamento invernale dell'edificio, trascurando notevolmente le problematiche relative alla climatizzazione estiva. È vero che i salti termici tra esterno ed interno durante la stagione invernale sono maggiori rispetto all'estate, e quindi, per mantenere una temperatura costante nei locali, la richiesta di energia termica è superiore, ma non bisogna dimenticarsi che nel periodo estivo per mantenere le condizioni di benessere occorre neutralizzare anche importanti carichi latenti, spesso predominanti su quello sensibile in svariate tipologie di ambiente.

Inoltre, da estate a inverno cambia il tipo di energia richiesta: prevalentemente elettrica per la climatizzazione estiva e da fonte fossile (gas naturale) per il riscaldamento. I fattori di conversione complessivi da energia primaria ad energia termica risultano quindi molto più favorevoli per il riscaldamento invernale rispetto alla climatizzazione estiva. Per non parlare poi delle difficoltà sempre maggiori riscontrate dal nostro complesso e delicato sistema elettrico! In modo particolare negli ultimi anni, caratterizzati da estati torride, la climatizzazione estiva ha influito sensibilmente sui consumi di energia elettrica del nostro Paese, ed ha conseguentemente determinato un aumento, soprattutto nei picchi, dell'elettricità consumata durante la stagione calda.

Di fatto, l'ampia diffusione dei sistemi di climatizzazione estiva per il raffrescamento degli ambienti (in particolar modo gli *split system* autonomi ad espansione diretta, caratterizzati da efficienze piuttosto basse), oltre ad altri fattori, quali la ridotta capacità produttiva nazionale e i problemi di interconnessione con l'estero, hanno reso il sistema elettrico italiano sempre più vulnerabile e predisposto a potenziali



blackout (si pensi ad esempio a quello eclatante della torrida estate del 2003, che ha paralizzato l'intera penisola da Nord a Sud per ore).

Una delle numerose soluzioni a questo problema è quella di adottare, dove possibile, sistemi di condizionamento centralizzati all'avanguardia, con rendimenti energetici superiori e in grado di sfruttare tutte quelle soluzioni di recupero termico che permetterebbero una riduzione notevole dei consumi.

Per individuare la tipologia di impianto che garantirebbe il maggior risparmio energetico, tuttavia, occorre partire dal sistema edificio, studiandone a fondo le caratteristiche strutturali e le condizioni ambientali a cui è soggetto, per poi risalire ai carichi termici da esso richiesti, ed infine associargli il più idoneo impianto di condizionamento. L'obiettivo di questo lavoro è stato proprio quello di andare a creare un modello di simulazione in grado di svolgere questa procedura dal principio alla fine.

Buona parte di questo elaborato consiste proprio nella descrizione di questo strumento, denominato "*modello TFM*", in modo da fornire una sorta di manuale di utilizzo per chiunque avesse la necessità di avvalersene.

Nell'ultima parte del lavoro, poi, il modello viene testato attraverso alcuni confronti e verifiche, ed infine applicato su un particolare edificio andandone a modificare di volta in volta alcune condizioni al contorno.

# CLIMATIZZAZIONE ESTIVA E MODELLO TFM

## 1.1 LA SITUAZIONE ITALIANA

Se il problema del risparmio energetico sui consumi di riscaldamento, comune a tutti i Paesi europei, è stato ampiamente affrontato dalle normative a livello comunitario e nazionale, in Italia sono state trascurate sia la questione del risparmio energetico in fase estiva, di prioritaria importanza nei nostri climi, sia le istanze del comfort abitativo, che spesso contrastano con quelle del risparmio energetico. Tali normative hanno favorito la realizzazione di edifici sempre più leggeri o fortemente vetrati e l'adozione di modelli nord-europei superisolati, caratterizzati da valori di trasmittanza termica estremamente bassi.

Nei climi temperati, ad elevata escursione termica giornaliera, tuttavia, non basta ragionare solo in termini di consumi invernali. È necessario pensare ad una casa confortevole tutto l'anno e a basso consumo energetico, estivo ed invernale, come tra l'altro insegnano gli edifici della tradizione, che ottimizzavano il comfort interno adeguandosi al clima specifico, senza il ricorso agli impianti per la climatizzazione degli ambienti [3].

La grande diffusione degli impianti di condizionamento negli ultimi anni ha permesso il raggiungimento di richieste sempre maggiori di comfort abitativo in fase estiva, pur con grande dispendio energetico. Ciò ha generato l'aumento dei livelli attesi di comfort estivo da parte degli occupanti, fino all'individuazione di modelli di verifica, definiti "adattivi", diversi in base alla presenza o meno dell'impianto di climatizzazione. In tali modelli, infatti, i livelli di comfort sono distinguibili in base al fatto che l'edificio si trovi in Paesi in via di sviluppo, in cui vi è un uso poco diffuso degli impianti di condizionamento, oppure in Paesi già sviluppati, cioè dove gli impianti di climatizzazione sono presenti diffusamente.

La problematica energetica relativa al periodo estivo richiede attualmente particolare attenzione in sede di progettazione dell'edificio e dei suoi sistemi impiantistici, per fronteggiare, da un lato l'alterazione climatica che caratterizza ormai il nostro clima a tutte le latitudini, con un aumento delle temperature e l'estensione dei periodi caldi, dall'altro gli elevati consumi energetici connessi alle più diffuse modalità di climatizzazione estiva degli edifici, basate sull'uso di condizionatori d'aria spesso caratterizzati da elevati input energetici.

Tali problematiche richiedono una presa di coscienza ed una specifica risposta anche a livello legislativo e normativo: la tradizionale concezione della problematica energetica, da sempre in Italia correlata ai consumi energetici invernali, dalla vecchia legge 373 del 1976 alla legge 10 del 1991, appare ormai del tutto superata, anche in considerazione del fatto che i dati inerenti i consumi energetici odierni indicano che nel periodo estivo vi sono punte di consumo superiori, soprattutto per quel che riguarda l'energia elettrica.

La risposta legislativa e normativa a tali problematiche è finalmente arrivata con il *decreto legislativo n.192 del 19 agosto 2005*, che introduce l'obbligatorietà di considerare la problematica energetica estiva nella progettazione e nella realizzazione degli edifici, ed operare conseguentemente ricorrendo a specifici sistemi di schermatura esterni, verificando la massa superficiale delle pareti, predisponendo alternativamente tecniche e materiali innovativi che permettano di

contenere le oscillazioni della temperatura negli ambienti in funzione dell'andamento dell'irraggiamento solare.

Le prescrizioni del *D.Lgs n.192/2005* hanno trovato, con il *DPR n.59 del 2 Aprile 2009*, importanti indicazioni tecnico-attuarie. Fondamentale appare l'introduzione di un indice di prestazione energetica specificatamente preposto alla valutazione del comportamento energetico dell'edificio nel periodo estivo, analogamente a quanto già in vigore per quanto riguarda l'aspetto della climatizzazione invernale: il cosiddetto *E<sub>Pi</sub>* (indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale) trova così il suo corrispettivo in fase estiva nell'*E<sub>Pe</sub>* (indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva).

Nel luglio 2009 è poi entrato in vigore il Decreto 26 giugno 2009, contenente le *linee guida nazionali sulla certificazione energetica degli edifici*.

Si tratta di uno degli attesi decreti di attuazione del D.Lgs 192/05 sul rendimento energetico in edilizia, pubblicato nello stesso periodo del DPR 59/2009, che fissa i requisiti energetici minimi per i nuovi edifici e per le ristrutturazioni di quelli esistenti.

Le linee guida, oltre a definire gli strumenti che rendono uniforme e confrontabile la qualità energetica degli immobili, definisce gli strumenti di raccordo, concertazione e cooperazione tra Stato e Regioni, alcune delle quali hanno già definito proprie procedure di certificazione che, però, si dovranno integrare alla normativa nazionale, pur nel rispetto delle peculiarità di ciascun territorio.

Causa le disposizioni già emanate in molteplici realtà locali, che prevedevano la redazione di un certificato energetico per le nuove costruzioni, nonché delle direttive in materia di compravendita degli immobili, già da tempo si era riscontrata la necessità di indicazioni univoche ed aggiornate per la raccolta e l'elaborazione dei dati utili per il calcolo energetico di un edificio. A tale scopo il CTI ha elaborato nel 2003 dei documenti, accorpatisi in una raccolta di norme, noti come *Raccomandazione CTI 03/03*.

Nel frattempo, ad applicazione della *direttiva europea 2002/91/CE*, il CEN ha redatto, in ambito europeo, un quadro di norme armonizzate

estremamente corposo ed oneroso nei contenuti. In Italia il *CTI* ha voluto tradurre e riassumere tali norme, allo scopo di fornire uno strumento agile e di immediata consultazione per le pratiche di certificazione energetica. Per tale motivo, la *raccomandazione CTI 03/03* è stata rivista e sostituita dalla più moderna serie di *specifiche tecniche UNI TS 11300*. Si tratta in particolare di quattro documenti, che riguardano rispettivamente:

1. la determinazione del fabbisogno di energia termica utile dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale;
2. la determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria;
3. la determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;
4. l'utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per il riscaldamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Questo è l'attuale quadro generale legislativo e normativo italiano in ambito di certificazione energetica e climatizzazione degli edifici, da affiancare alle numerose norme tecniche del settore, le quali verranno ampiamente utilizzate, e mano a mano descritte, nel seguito del lavoro.

## 1.2 IL REGIME NON STAZIONARIO

Il calcolo dei flussi di calore che interessano un edificio durante il periodo estivo, rispetto a quello delle dispersioni invernali, richiede una valutazione decisamente più complessa, vista la molteplicità dei fattori da considerare per la stima dei carichi ambientali.

In particolare, mentre nel caso invernale si fa riferimento a condizioni stazionarie, assumendo cioè che la temperatura dell'aria esterna rimanga costante nel corso della giornata e pari al valore di progetto, nel caso

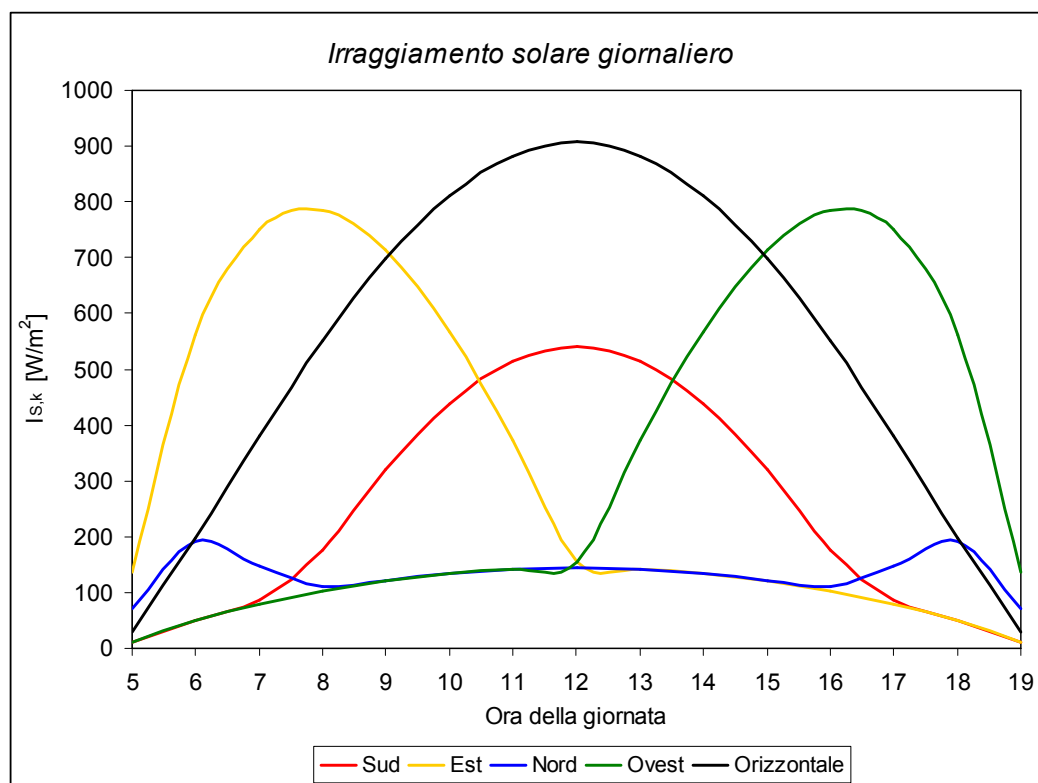
delle rientrate estive tale supposizione viene a cadere, a seguito dell'estrema variabilità dei flussi termici, legati a diversi fattori.

In primo luogo risulta più piccolo il salto di temperatura su cui l'impianto si trova ad operare: per mantenere all'interno del locale le condizioni di benessere termo-igrometrico, infatti, la temperatura operante, data dalla media tra la temperatura media radiante e quella effettiva dell'aria, deve essere mantenuta intorno ai 24°C; considerando che le massime temperature che si raggiungono nelle località italiane più calde si aggirano intorno ai 34°C, il salto termico che si viene a creare tra esterno e interno, di norma, non supera i 10°C. In inverno, invece, si possono raggiungere differenze di temperatura di ben più alta entità, fino anche a 30°C!

Un salto termico più ridotto comporta una maggiore influenza delle fluttuazioni termiche giornaliere sulla valutazione dei carichi termici.

Oltre tutto tali fluttuazioni sono decisamente più accentuate durante il periodo estivo, con escursioni termiche giornaliere che possono raggiungere, per certe località, i 15°C.

Un altro importante fattore che determina la non stazionarietà del problema è la radiazione solare. Mentre in inverno il contributo gratuito del sole non viene nemmeno considerato (ipotesi conservativa per il progettista), in estate un'approssimazione del genere non è assolutamente accettabile, sia per l'entità decisamente maggiore di tali termini, sia perché essi generano un effetto sulla temperatura interna che è esattamente l'opposto di quello che si sta cercando di ottenere. Se è vero infatti che, se un impianto di riscaldamento invernale funziona bene in assenza di apporti solari gratuiti, funzionerà altrettanto bene quando il sole riscalda l'edificio, questa assunzione viene immediatamente a cadere quando si parla di sistemi di climatizzazione estivi. In particolare, come si vedrà, l'apporto solare risulta uno dei carichi termici più pesanti durante la stagione estiva [4].



*Figura 1.1 – Radiazione massima estiva incidente su una superficie opaca: da notare la forte non-stazionarietà alle varie ore della giornata e la dipendenza dall'orientamento geografico.*

Dal grafico sopra si nota che i picchi di irraggiamento più forti, oltre alla superficie orizzontale, si hanno per le pareti orientate ad Est e ad Ovest, in quanto nella parte a Sud la luce incide con un'inclinazione più accentuata.

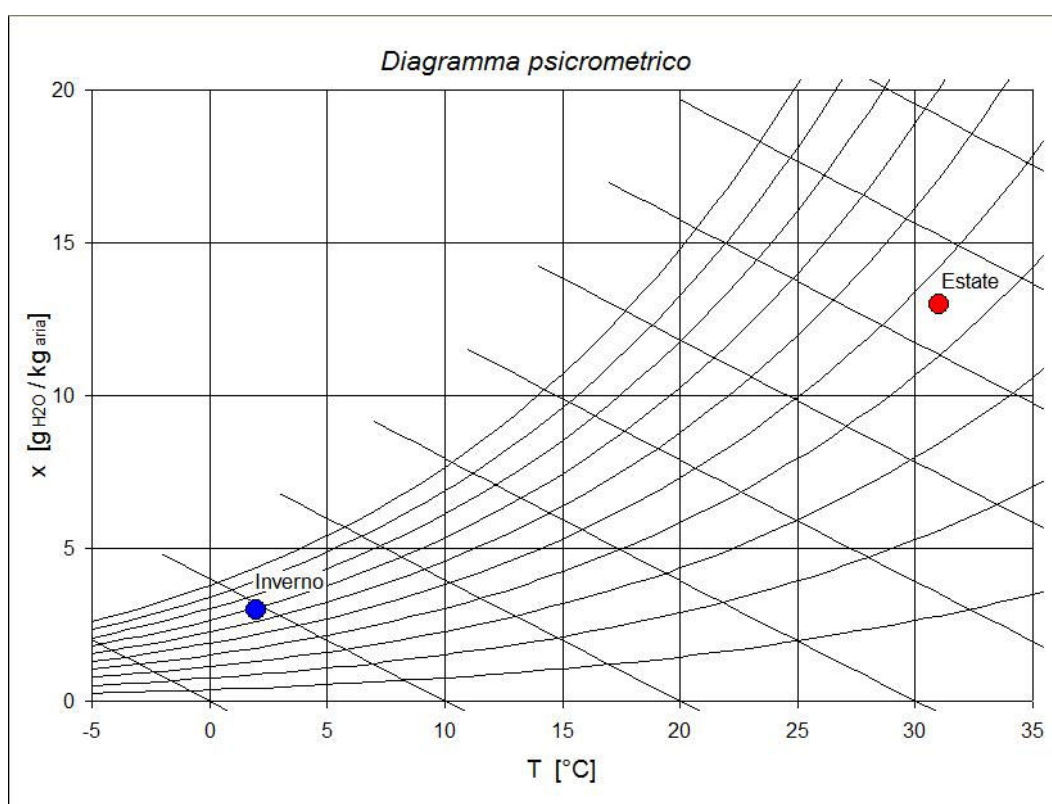
Inoltre appare chiara un'altra complicazione al caso di studio in condizioni estive: ciascuna stanza dell'edificio avrà carichi termici molto diversi nell'arco della giornata, a seconda dell'orientamento geografico delle pareti esterne e, soprattutto, delle finestre che la delimitano.

Lo stesso discorso fatto sulla non trascurabilità della radiazione solare può essere fatto per le sorgenti di calore interne, sia sensibili che latenti.

A proposito di carichi latenti, occorre specificare che, nella climatizzazione estiva, essi assumono un ruolo preponderante, in quanto più è alta la temperatura dell'aria, maggiore sarà la quantità di vapore in essa contenuta. Sotto questa considerazione si deduce che l'umidità

dell'aria esterna in estate sarà sempre, o quasi, maggiore rispetto a quella da mantenere nell'ambiente da climatizzare, a differenza di quanto invece accade in inverno. Questo rende impossibile il miglioramento delle condizioni all'interno del locale senza andare ad agire direttamente, oltre che sulla temperatura, anche sull'umidità dell'aria.

Per questo motivo nel condizionamento estivo si farà largo utilizzo del diagramma psicrometrico. Questo importante strumento, descritto più dettagliatamente nel paragrafo 5.2, raccoglie al suo interno numerose proprietà che può assumere una miscela aria-vapore quando si trova in un generico stato termodinamico. Per ora ci basta osservare su di esso la grande differenza tra gli stati che può assumere l'aria nel periodo estivo o in quello invernale: il punto relativo all'estate, che presenta naturalmente una temperatura più alta ( $T$ , ascissa), è al contempo caratterizzato da valori di umidità assoluta decisamente maggiori ( $x$ , ordinate) rispetto a quello che identifica la situazione invernale.



*Figura 1.2 – Stati termodinamici che assume l'aria esterna in Estate e in Inverno sul diagramma psicrometrico ASHRAE.*



### 1.3 INERZIA TERMICA E MASSA EFFICACE

Sulla base delle considerazioni appena fatte, in estate si rivela un parametro di fondamentale importanza l'*inerzia termica* dei componenti edilizi di cui si compone l'edificio.

L'inerzia termica è la capacità di un materiale di accumulare ed in seguito rilasciare calore. La norma *UNI EN ISO 13786* stabilisce una procedura per calcolare le caratteristiche termiche dinamiche in grado di quantificare l'inerzia termica di un componente in regime dinamico.

Per ora basti sapere che nel condizionamento estivo, giocare sull'inerzia termica dei componenti risulta fondamentale ai fini di ridurre i consumi energetici. Un alto valore di tale parametro, infatti, provoca innanzi tutto una forte attenuazione dell'effetto che hanno le variazioni di temperatura esterna, che come abbiamo detto in estate sono molto evidenti, sulla temperatura interna del locale. Inoltre si può ottenere un buono sfasamento dell'onda termica trasmessa dal componente, riuscendo, nel migliore dei casi, a spostare i picchi del carico termico in periodi in cui la temperatura esterna è più bassa, per esempio di notte.

Dal discorso appena fatto si capisce come l'obiettivo ultimo del calcolo delle proprietà termiche dinamiche di un componente secondo norma UNI, sia la determinazione di due parametri fondamentali: il fattore di decremento o di attenuazione  $f_a$ , definito come il rapporto tra la trasmittanza termica dinamica e quella stazionaria, e lo sfasamento dell'onda termica.

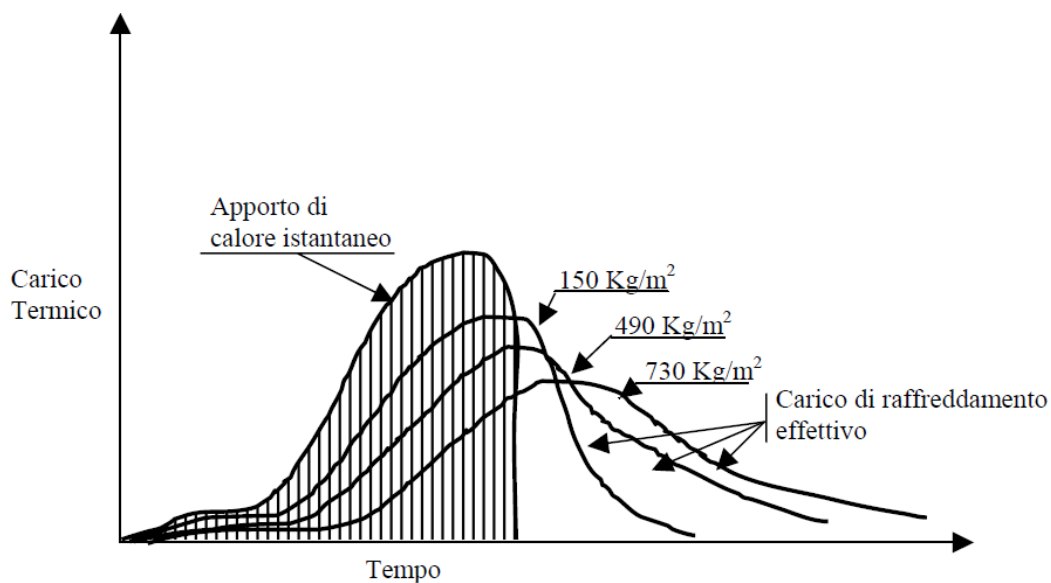
In particolare, il primo fattore fornisce il rapporto tra l'ampiezza dell'onda termica all'esterno (forzante) e quella dell'onda termica all'interno del locale (risposta smorzata), mentre il secondo, espresso in ore, definisce l'arco di tempo che intercorre tra il picco massimo di temperatura all'esterno e l'istante in cui è massima la temperatura all'interno.

Per concludere questa breve introduzione sull'inerzia termica, è doveroso specificare che la proprietà termo-fisica regina del condizionamento estivo è la diffusività termica, definita come:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c} = \frac{\text{conduttività termica}}{\text{densità} \cdot \text{calore specifico}} \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

Maggiore è la diffusività  $\alpha$  e più bassa sarà l'inerzia termica del componente in esame.

Per capire meglio il concetto di accumulo termico delle strutture si osservi il grafico sottostante.



La curva superiore rappresenta l'apporto di calore istantaneo per radiazione su una generica parete verticale esposta ad ovest. Tale apporto istantaneo è definibile come la quantità di calore che entra all'interno dello spazio occupato in un dato istante. La curva inferiore rappresenta, invece, il carico di raffreddamento effettivo, e cioè la quantità di calore che deve essere rimosso dallo spazio al fine di mantenere costante la temperatura dell'aria. Il calore fornito dalla radiazione solare incidente deve essere in primo luogo assorbito dalle superfici di delimitazione del locale e dagli oggetti in esso contenuti, dopodiché la temperatura di questi ultimi supera quella dell'aria ambiente ed infine una parte del calore assorbito viene trasferito per convezione ed irraggiamento all'ambiente circostante. L'intero processo ovviamente richiede una certa

quantità di tempo, la quale dipenderà da alcuni parametri fisici, tra i quali uno dei più influenti è sicuramente la massa della struttura.

Come si può notare dalle varie curve riportate sul grafico, al diminuire del peso della struttura il carico di raffreddamento effettivo, che andrà poi ad influire sulla potenzialità dell'impianto che vi dovrà far fronte, approssima sempre di più l'andamento della radiazione solare istantanea. Particolare attenzione occorrerà quindi prestare, nella progettazione dell'involucro edilizio, allo studio di tali fenomeni, onde evitare di commettere errori grossolani che potrebbero comportare un incremento considerevole dei costi impiantistici per la climatizzazione estiva.

Tuttavia si è osservato che non basta la massa effettiva delle strutture a definire il comportamento che queste assumono sotto l'influenza di carichi termici fortemente variabili nel tempo. Nell'analisi dei meccanismi di accumulo termico nelle strutture edilizie si è dimostrata necessaria l'introduzione di un nuovo parametro fisico: la cosiddetta *massa efficace*.

Con questo termine si intende la massa delle strutture nella quale l'energia viene realmente accumulata, che non sempre coincide con la massa effettiva delle strutture stesse. In linea di principio si può affermare che, a parità di altre condizioni, hanno la stessa massa efficace ambienti simili che si comportano termicamente allo stesso modo.

Un metodo per la determinazione della massa efficace delle strutture è descritto nell'articolo "*Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: la massa efficace delle strutture*" di P. Brunello e S. Del Giudice [5]. Nel seguito verrà riportato dettagliatamente tale metodo, in quanto utilizzato per la creazione del *Modello TFM*.

Ovviamente, più è grande la massa efficace di un edificio, tanto più sarà alta la sua inerzia termica, presentando quindi un maggior ritardo e una più forte attenuazione nella risposta alle sollecitazioni termiche esterne alle quali è soggetto. Infatti, come si vedrà più avanti, il parametro in questione è fortemente dipendente dalla già nota diffusività termica.

## 1.4 IL MODELLO TFM

Come già stato accennato, l'obiettivo principale di questa tesi è stato quello di creare un modello di simulazione in grado di studiare il comportamento termico di un sistema edificio-impianto durante la stagione estiva.

L'esposizione, nei paragrafi precedenti, dei fenomeni di accumulo termico che stanno alla base del problema in esame, si è resa necessaria al fine di motivare la scelta cardine che caratterizza lo strumento creato: il metodo di calcolo dei carichi termici utilizzato dal modello.

L'ipotesi di regime transitorio e la forte variabilità delle condizioni climatiche, infatti, rendono estremamente difficoltosa la risoluzione analitica dell'equazione di bilancio termico per un locale, quindi si è costretti a ricorrere molto spesso a metodi matematici.

La letteratura scientifica propone un'ampia varietà di tali procedure, ciascuna fondata su ipotesi iniziali diverse. Tra le varie esistenti, le più utilizzate sono:

- metodo delle ammettenze (*Admittance Procedure*);
- metodo delle funzioni di trasferimento (TFM, *Transfer Function Method*);
- metodo del bilancio termico (HBM, *Heat Balance Method*);
- metodo delle serie radiative temporali (RTS, *Radiant Time Series*).

Si tratta per la maggior parte di metodi matematici di risoluzione di equazioni differenziali, per cui, per quanto accurato, il calcolo non potrà mai fornire soluzioni esatte; infatti tali metodi introducono sempre delle approssimazioni dovute all'uso di coefficienti e all'impossibilità di valutare con esattezza la variabilità dei parametri termo-fisici con le condizioni ambientali. Ciascuno di essi presenterà i propri limiti e punti di forza, rendendo impossibile l'individuazione di un metodo a priori migliore degli altri [6].

Senza entrare troppo nello specifico, per il nostro modello si è scelto di implementare il metodo delle funzioni di trasferimento, da cui il nome *Modello TFM*.

Dopo aver introdotto tutti i dati di input necessari, il modello, che è stato costruito su un foglio di calcolo *Excel*, determina in primo luogo le caratteristiche termo-fisiche dei componenti strutturali che costituiscono l'involucro edilizio; di particolare interesse sarà, come vedremo, il calcolo delle masse efficaci di tali componenti, menzionate in precedenza e indispensabili per l'individuazione delle funzioni di trasferimento che caratterizzano il comportamento termico dinamico dell'edificio.

Trovati tutti i parametri caratteristici dell'involucro edilizio si procede con la determinazione dei carichi termici. Il metodo di calcolo utilizzato è appunto quello delle funzioni di trasferimento, però nella versione del *CNR*, che più si adatta alle tipologie edilizie del nostro Paese [7].

Tale metodo permette di determinare, ora per ora, il carico termico complessivo al quale è sottoposto il locale durante l'arco della giornata, nelle sue componenti sensibile e latente.

Purtroppo con questo procedimento è possibile soltanto lo studio di un singolo locale per volta, quindi, per un'analisi completa, sarà necessario ripetere la procedura per ogni stanza che costituisce l'edificio in esame.

Avendo a disposizione i carichi termici orari, è possibile associare all'ambiente studiato un'ipotetica unità di trattamento dell'aria, che sia in grado di neutralizzarli al fine di mantenere nel locale la temperatura e il grado igrometrico interni di progetto. In questo modo si riescono a determinare la potenza frigorifera, di post-riscaldamento (quando necessario) e quella elettrica di ventilazione, da spendere per la climatizzazione del locale.

A questo punto è possibile applicare alla macchina suddetta diverse varianti tecnologiche, volte alla riduzione dei consumi energetici. Una delle più significative è il cosiddetto *free-cooling*, che consente di raggiungere, soprattutto nelle mezze stagioni, elevatissimi risparmi energetici, come si vedrà nell'ultimo capitolo dell'elaborato.

Di significativa importanza sono anche le soluzioni di by-pass parziale dell'aria e i vari recuperi termici che è possibile effettuare, i quali vengono pertanto portati in conto nella valutazione finale dei possibili risparmi energetici.

Ecco quindi che il modello non si pone tanto come strumento per la progettazione ultima di impianti di climatizzazione, quanto come mezzo per la valutazione del risparmio energetico che è possibile conseguire nel condizionamento di un locale adottando diverse soluzioni impiantistiche. La restante parte della tesi è volta quasi completamente alla descrizione, alla verifica ed infine all'applicazione dello strumento creato.

## DATI DI INGRESSO E TABELLE

La maggior parte dei dati che l'utente deve introdurre nel modello TFM sono raggruppati nel primo foglio della cartella di lavoro, "*Dati*".

Si è cercato di minimizzare il più possibile le informazioni di cui si deve disporre per utilizzare lo strumento, inserendo numerose tabelle (contenute nell'omonimo foglio) dalle quali vengono pescati automaticamente i dati, soprattutto climatici, non richiesti inizialmente all'utente.

Per non creare confusione nell'utilizzo del foglio elettronico, i campi nei quali occorre immettere il dato manualmente sono stati evidenziati in verde, mentre in tutte le altre celle i valori vengono determinati automaticamente; per questa ragione risulta di estrema importanza non andare a digitare dati manualmente se non dove richiesto, per non andare a compromettere il corretto funzionamento del software.

Questo discorso vale per tutti i successivi fogli di lavoro, in quanto, inevitabilmente, alcune informazioni sono da fornire anche più avanti nel modello.

## 2.1 DISTRIBUZIONE GIORNALIERA DELLA TEMPERATURA ESTERNA

I primi dati di ingresso richiesti sono quelli relativi alla località in cui si trova l'edificio da esaminare: regione, provincia, comune e il capoluogo di provincia in linea d'aria più vicino e sullo stesso versante geografico della località considerata. Quest'ultima informazione è necessaria, come vedremo, per correggere, in funzione dell'altitudine, il valore della temperatura massima estiva (oppure quello della temperatura media mensile, a seconda del periodo che si vuole considerare), come spiegato sulla norma *UNI 10349* [8].

Subito dopo aver indicato la collocazione geografica dell'edificio, si deve scegliere il periodo che si vuole considerare; in particolare, è possibile studiare il problema nei cinque mesi che ricoprono la stagione estiva (maggio, giugno, luglio, agosto e settembre) oppure nelle condizioni estive più gravose (*giorni più caldi*).

In quest'ultima situazione, per ogni capoluogo di provincia italiano, vengono utilizzati i dati riportati sulla norma *UNI 10349*, e la distribuzione oraria di temperatura esterna viene determinata utilizzando la temperatura massima estiva  $T_{E,MAX}$  e la massima escursione termica giornaliera  $\Delta T_{E,MAX}$ , mediante la relazione:

$$T_E(t) = T_{E,MAX} - F(t) \cdot \Delta T_{E,MAX}$$

dove  $F(t)$  è un coefficiente che varia da 0 a 1, detto fattore di distribuzione della temperatura esterna e riportato anch'esso sulla norma. Per le località che non ricoprono il ruolo di capoluogo di provincia è possibile calcolare una temperatura massima estiva corretta, che tenga conto della diversa localizzazione ed altitudine, applicando il seguente criterio:

$$T_{E,MAX\ località} = T_{E,MAX\ riferimento} - (z_{località} - z_{riferimento}) \cdot \delta$$

Come è stato anticipato prima, il riferimento da considerare è il capoluogo di provincia in linea d'aria più vicino e sullo stesso versante geografico della località in questione,  $z$  è l'altitudine sul livello del mare



e  $\delta$  il gradiente verticale di temperatura, espresso in °C/m e riportato sulla norma in funzione della regione di appartenenza.

Per lo studio in condizioni diverse da quelle più gravose, il procedimento per la determinazione della distribuzione oraria della temperatura esterna è leggermente diverso; ci si avvale in questo caso dei valori medi mensili della temperatura esterna  $T_{E, MEDIA\_mens.}$  e dell'escursione termica giornaliera  $\Delta T_{E, MEDIA\_mens.}$  riportati, mese per mese e per ogni capoluogo, sulla norma *UNI TS 11300-4* [9].

Il procedimento rimane molto simile al caso precedente, con la differenza che ora vengono usati dei coefficienti di distribuzione oraria  $p_{h, mese}$  che dipendono dal mese considerato e dalla zona climatica alla quale appartiene la regione d'interesse:

- Zona climatica A: Valle d'Aosta, Piemonte, Lombardia, Trentino Alto Adige, Veneto, Friuli Venezia Giulia, Liguria, Emilia Romagna, Toscana, Marche e Sardegna;
- Zona climatica B: Umbria, Lazio, Abruzzo, Molise, Puglia, Campania, Basilicata, Calabria e Sicilia.

La relazione che lega i  $p_{h, mese}$  delle due zone climatiche è la seguente:

$$p_{h, mese j}^B = p_{h, mese j+1}^A$$

Sulla norma *UNI TS 11300-4* sono riportati i valori dei  $p_{h, mese}$  per la zona climatica A, dai quali è possibile ricavare facilmente anche quelli per la zona B.

A questo punto la determinazione del profilo giornaliero di temperatura esterna risulta immediato:

$$T_{E, mese}(t) = T_{E, MEDIA\_mens.} + p_{h, mese} \cdot \Delta T_{E, MEDIA\_mens.}$$

La correzione che può essere fatta al valore di  $T_{E, MEDIA\_mens.}$  per località diverse dai capoluoghi di provincia è la medesima del caso precedente.

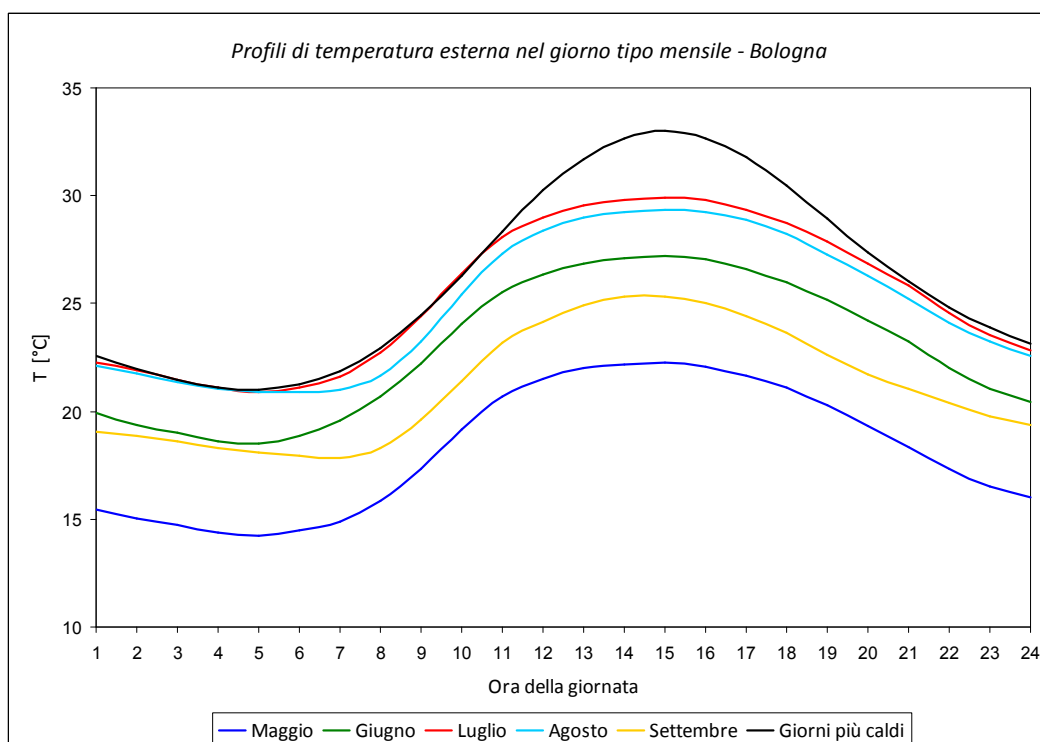


Figura 2.1 – Distribuzioni orarie della temperatura dell’aria esterna relative al giorno tipo mensile nella città di Bologna.

Purtroppo però le norme UNI utilizzate non riportano i dati climatici di tutti i capoluoghi italiani; per le province di istituzione più recente, che non sono presenti nelle tabelle delle norme, sono stati considerati i valori relativi alla provincia a cui la località apparteneva precedentemente.

## 2.2 UMIDITÀ DELL’ARIA ESTERNA

Altro dato indispensabile al calcolo è quello dell’umidità presente nell’aria esterna, espresso attraverso il titolo, o umidità assoluta:

$$x = \frac{g_{\text{vapor d'acqua}}}{kg_{\text{aria secca}}}$$

Per la determinazione di tale grandezza i dati utilizzati sono i valori medi mensili della pressione parziale di vapore nell’aria esterna, forniti mese per mese nella norma UNI 10349 e raccolti tutti nel foglio “Tabelle”.

La relazione che lega il titolo alla pressione parziale di vapore è la seguente:

$$x = 622 \cdot \frac{P_{vapore}}{P_{TOT} - P_{vapore}}$$

in cui la pressione totale, misurata in  $Pa$ , è calcolata in relazione all'altitudine  $z$  a cui ci si trova come:

$$P_{TOT} = P_{atm}(s.l.m.) - \rho_{aria} \cdot g \cdot z = 101325 - 1.177 \cdot 9.807 \cdot z$$

Il valore della densità dell'aria è stato preso pari a  $1.177 \text{ kg/m}^3$ , come indicato dalla norma *UNI 10375* [10], mentre  $101325 \text{ Pa}$  è la pressione atmosferica al livello del mare e  $9.807 \text{ m/s}^2$  è l'accelerazione  $g$  del campo gravitazionale terrestre.

Dall'umidità assoluta è poi possibile risalire a quella relativa, o grado igrometrico:

$$\varphi = \frac{P_{vapore}}{P_{SAT}(T)}$$

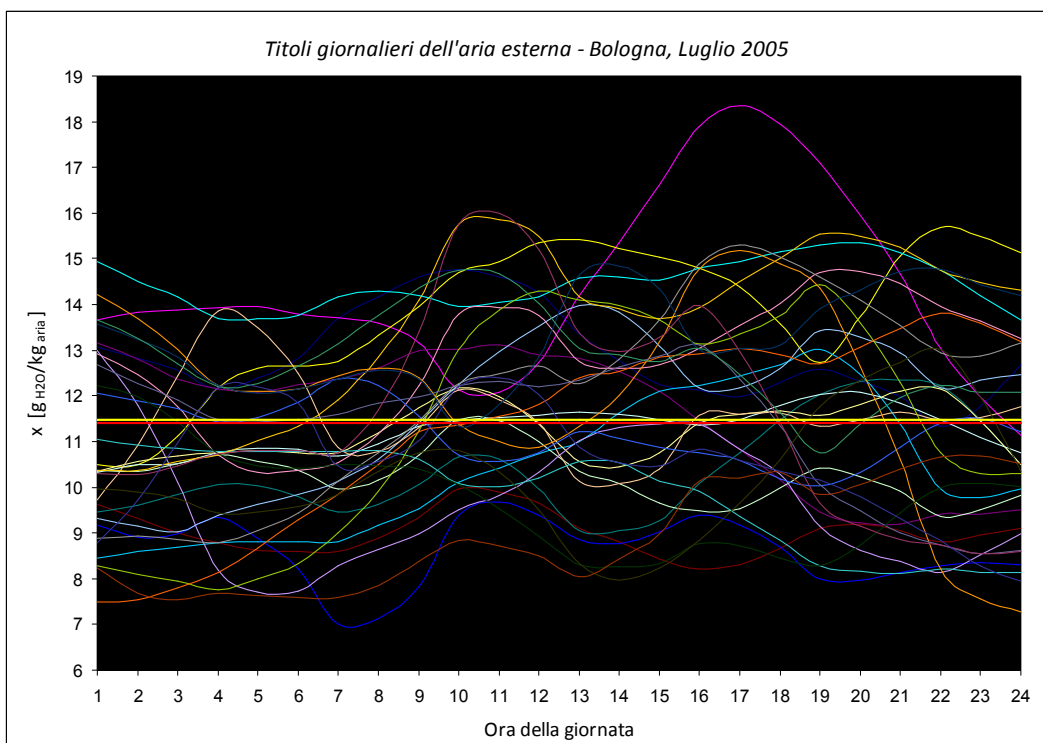
dove  $P_{SAT}(T)$  è la pressione di saturazione dell'aria umida alla temperatura  $T$ , ricavabile dalla seguente relazione sperimentale:

$$P_{SAT}(T) = e^{16.6536 - \frac{4030.183}{T[^\circ C] + 235}}$$

A questo punto sorge un dubbio più che lecito: se il valore di pressione parziale di vapore fornito dalla norma è un valore medio mensile, il titolo dell'aria esterna così determinato risulterà costante durante tutto l'arco della giornata. Ciò equivale a dire che la quantità di vapore contenuta nell'aria esterna si mantiene la stessa ad ogni ora della giornata.

Ma questa supposizione rispecchia la situazione reale? L'umidità assoluta nell'atmosfera non presenta un andamento di tipo periodico durante il giorno, come accade per la temperatura dell'aria esterna?

Per rispondere a questa domanda sono stati analizzati i dati climatici orari sperimentali del mese di luglio del 2005, relativi alla città di Bologna. Tali dati sono stati prelevati dal sito dell'*U.S. Department of Energy* [11].



*Figura 2.2 – Andamenti giornalieri del titolo dell'aria esterna relativi ai giorni del mese di Luglio 2005 nella città di Bologna.*

Come si può notare, le distribuzioni giornaliere dell'umidità assoluta per ogni giorno del mese sono molto altalenanti, però non risulta evidente alcun andamento di tipo periodico da poter applicare a questa grandezza. Diverso invece è il discorso per l'umidità relativa, la quale risulta inversamente proporzionale alla temperatura esterna (come d'altra parte si poteva facilmente intuire guardando le formule sopra riportate). Da notare, nel primo grafico, le due rette orizzontali rossa e gialla, che rappresentano rispettivamente il valor medio dei dati sperimentali analizzati e il titolo ottenuto mediante la pressione parziale di vapore fornita dalla norma: lo scostamento tra le due è decisamente ridotto. Inoltre è stato riportato nella *figura 2.3* anche l'andamento dell'umidità relativa, ottenuto secondo le norme *UNI* (curva gialla in grassetto).

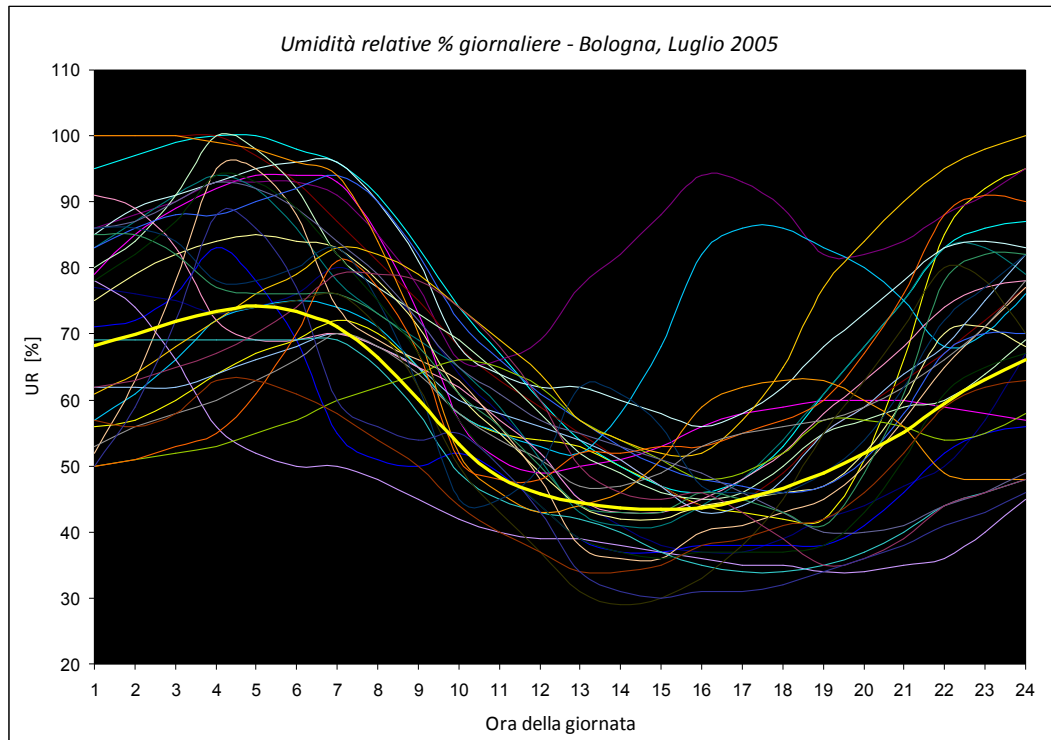


Figura 2.3 – Profili giornalieri dell'umidità relativa percentuale dell'aria esterna, relativi ai giorni del mese di Luglio 2005 nella città di Bologna.

Si può quindi concludere che, assumere il titolo dell'aria esterna costante durante la giornata è un'approssimazione del tutto accettabile, e non solo, i dati forniti dalle norme rappresentano molto bene quella che è la situazione reale.

Tabelle dei dati utilizzati dal "Modello TFM"													
Dati climatici estivi dei capoluoghi di provincia italiani (UNI 10349)									Temperature medie mensili dell'aria esterna (UNI 10349)				
	Capoluogo	Altitudine [m]	Latitudine [°] [']	T <sub>E</sub> MAX estiva [°C]	ΔT MAX estive [°C]	T <sub>E</sub> MEDIA mens [°C]	ΔT MEDIA mens [°C]	P VAPORE mens. [Pa]	Capoluogo / mese	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto
1	Aggrigento	230	37 18	33.0	10	26.5	8.5	2115	Aggrigento	19.4	24.1	26.9	26.5
2	Alessandria	95	44 54	30.5	11	23.6	10.9	1964	Alessandria	17.3	22.0	24.7	23.6
3	Ancona	16	43 36	30.1	5.5	24.1	5.4	2018	Ancona	17.0	21.8	24.4	24.1
4	Aosta	583	45 44	28.7	13	19.4	11.5	1657	Aosta	14.7	18.7	20.5	19.4
5	Arezzo	246	43 27	31.5	12	23.4	13.3	1950	Arezzo	16.4	20.9	24.0	23.4
6	Ascoli Piceno	154	42 51	32.9	10	24.3	13.6	2015	Ascoli Piceno	17.2	21.7	24.4	24.3
7	Asti	123	44 53	32.1	11	22.9	11.2	1913	Asti	17.0	21.6	24.2	22.9
8	Avellino	348	40 54	30.1	11	22.6	12.4	1891	Avellino	16.0	20.3	23.1	22.6
9	Bari	5	41 8	32.3	8	24.5	7	1569	Bari	18.0	22.3	24.7	24.5
10	Barletta	15	41 19	32.3	8	24.5	7	1569	Barletta	18.0	22.3	24.7	24.5
11	Belluno	383	46 8	31.1	13	20.8	11	1760	Belluno	14.9	18.9	21.2	20.8
12	Benevento	135	41 7	32.2	11	24.3	12.9	2015	Benevento	17.5	22.1	24.8	24.3
13	Bergamo	249	45 41	31.0	13	23.2	8	1812	Bergamo	17.0	21.3	23.7	23.2
14	Biella	420	45 34	32.0	11	22.8	11.8	1906	Biella	17.2	21.7	23.8	22.8
15	Bologna	54	44 29	33.0	12	24.9	8.7	1904	Bologna	18.2	22.9	25.4	24.9
16	Bolzano	262	46 29	31.4	13	22	12.4	1647	Bolzano	16.9	21.0	22.7	22.0

Figura 2.4 – Foglio di lavoro che contiene tutti i dati climatici dei capoluoghi di provincia italiani: "Tabelle".

## 2.3 RADIAZIONE SOLARE

Determinate temperatura e umidità dell'aria esterna, rimane da valutare l'ultimo dato climatico necessario, che, soprattutto in piena estate, assume un ruolo predominante nella stima dei carichi termici associati ad un edificio: la radiazione solare.

In particolare il modello necessita di due informazioni legate all'effetto del sole: l'irraggiamento incidente su superfici diversamente orientate e la radiazione trasmessa attraverso il vetro semplice di riferimento.

Entrambe le serie di dati sono stati raccolti nel foglio “*Tabelle*”, in funzione di latitudine, orientamento geografico, per ogni ora dall'alba al tramonto e per ciascuno dei mesi considerati.

I valori di latitudine riportati (da 38 a 46°N, di due in due) ricoprono abbastanza bene l'intero territorio italiano. Per valori intermedi si è proceduto con un'interpolazione lineare, mentre nel caso di latitudini esterne al range suddetto il dato è stato estrapolato linearmente.

Sia per la radiazione incidente che per quella trasmessa attraverso vetro semplice, poi, risulta fondamentale stabilire quale sia l'orientamento della superficie in esame; essa può essere disposta verticalmente, orizzontalmente, oppure inclinata. Per semplicità, superfici inclinate con un angolo rispetto al suolo minore di 45° vengono considerate orizzontali, mentre per inclinazioni maggiori si parla di strutture verticali. Inoltre per le superfici verticali occorre precisare il loro orientamento geografico (nord, nord-est, est, sud-est, sud, sud-ovest, ovest o nord-ovest), al fine di stabilire quale sia il profilo orario giornaliero d'irraggiamento.

Per le due grandezze di radiazione suddette, i valori relativi ai giorni più caldi della stagione estiva sono stati prelevati come sempre dalla norma *UNI 10349*, mentre quelli per i singoli mesi da maggio a settembre provengono dal manuale *Carrier* sulla climatizzazione [12]. In questo manuale, tuttavia, vengono riportati soltanto i valori di radiazione orari trasmessi attraverso il vetro semplice, per le varie latitudini e orientamenti. Al valore di radiazione incidente su una generica superficie

opaca si è giunti andando ad applicare a quello trasmesso attraverso il vetro semplice, lo stesso coefficiente che intercorre tra i due dati riportati sulla norma *UNI 10349*. In questo modo si è certi di aver tenuto conto correttamente sia del cosiddetto fattore di trasmissione solare  $g$ , che dell'inclinazione dei raggi solari incidenti sul vetro alle varie ore della giornata.

C'è da dire tuttavia che i dati forniti dalla norma risultano sempre notevolmente maggiori rispetto a quelli prelevati dal manuale Carrier; questo può essere dovuto al fatto che nella norma si cerca di considerare sempre la situazione più gravosa, e per fare ciò, probabilmente, i valori di radiazione sono stati leggermente maggiorati rispetto a quelli medi effettivi riportati sul manuale. D'altra parte non rimane che prendere i dati così come sono e procedere nella stesura del modello.

Quindi, tornando alle informazioni preliminari richieste direttamente all'utente, oltre alla locazione geografica dello stabile esaminato e al mese che si vuole considerare, occorrerà inserire l'altitudine sul livello del mare, espressa in metri, e la latitudine geografica, arrotondata al grado intero, del comune di appartenenza. Tutti gli altri dati climatici sono già stati inseriti nel foglio "*Tabelle*" e vengono prelevati automaticamente dal modello.

## 2.4 CONDIZIONI INTERNE DI PROGETTO

A questo punto, determinate le condizioni esterne all'ambiente che si vuole climatizzare, è necessario definire quelle che invece si vuole cercare di mantenere all'interno del locale.

In particolare, occorre fissare una temperatura interna di progetto e un grado igrometrico, tali da rispettare nell'ambiente le condizioni di benessere termo-igrometrico per le persone che lo dovranno occupare, come precisato sulla norma *UNI EN ISO 7730* [13].

Solitamente, nella stagione estiva, la temperatura dell'aria interna che si cerca di mantenere varia dai 24 ai 26 °C, con possibilità di valori leggermente inferiori nelle mezze stagioni.

Per quanto riguarda il grado igrometrico, invece, il range di tollerabilità per l'essere umano va all'incirca da 0.4 a 0.6, con il valore intermedio solitamente preso come dato di progetto [14].

Quello che si cerca di evitare in estate è che  $\phi$  oltrepassi il valore massimo per il benessere, in quanto, in questa stagione, la quantità di vapore contenuta nell'aria esterna è quasi sempre maggiore di quella che si vorrebbe all'interno, per cui la situazione opposta non si verifica quasi mai. Per questo motivo le macchine semplici per il trattamento dell'aria in regime di funzionamento estivo normalmente non presentano sezioni di umidificazione, come verrà poi ampiamente illustrato nel capitolo 5.

Un altro dato di facile reperibilità da inserire nel modello è il volume dell'ambiente da climatizzare, espresso in m<sup>3</sup>.

## 2.5 COMPORTAMENTO DELL'UTENZA

L'ultima parte di questo primo foglio che deve essere compilata manualmente, riguarda il comportamento dell'utenza. In particolare si richiede di fornire tutte le indicazioni relative a: ventilazione, illuminazione artificiale, carichi convettivi interni (elettrodomestici e macchine di vario tipo), eventuale quantità di vapore generata da processi interni (cucine, bagni, presenza di fiamme libere, ecc.) e persone presenti nel locale.

### 2.5.1 VENTILAZIONE

Così come per tutti gli altri parametri legati al comportamento dell'utenza, vengono presentati due diversi approcci per descrivere le condizioni di ventilazione nel locale.



Il primo è quello di fissare un numero di ricambi orari di progetto, con la possibilità di aumentarlo nelle ore notturne, se si vuole prevedere l'apertura delle finestre per rinfrescare gratuitamente l'ambiente (vedi paragrafo 4.3); in questo caso sono richiesti anche gli orari di apertura e di chiusura delle finestre.

La seconda opzione è quella di fornire il valore dei ricambi d'aria previsti ora per ora durante l'arco della giornata. Questa seconda opzione è stata implementata in un secondo momento per rendere più versatile il modello, consentendo magari di regolare la portata di aria di rinnovo in funzione delle persone che occupano il locale in quell'istante, come tra l'altro viene imposto dalla norma *UNI 10339*, relativa agli impianti aeraulici a fini di benessere [15].

Per non creare confusione, la prima opzione esclude la seconda, cioè se si definisce il valore nominale dei ricambi d'aria nel locale, non vengono considerati eventuali dati orari sulla ventilazione.

## 2.5.2 ILLUMINAZIONE, CARICHI INTERNI E VAPORE GENERATO

Questi tre contributi al carico termico sono stati raggruppati nello stesso sottoparagrafo in quanto si presentano in modo molto simile l'uno dagli altri. Anche qui si può stabilire per ogni categoria un valore costante di progetto, seguito sempre dai rispettivi orari di inizio e di termine dell'evento, oppure fornire un andamento giornaliero tipo di queste tre grandezze. Come nel caso precedente il primo approccio domina sul secondo.

L'entità dell'illuminazione artificiale è espressa in *W elettrici consumati*, così come per i carichi convettivi interni; i due contributi sono stati separati perché, come si vedrà nel quarto capitolo, il primo costituisce un termine non istantaneo, a differenza del secondo, che invece influisce immediatamente sul carico termico complessivo.

La quantità di vapore generato da processi interni, invece, va espressa in *kg/h* e tiene conto di tutte le possibili fonti di generazione di vapore nell'ambiente, ad eccezione delle persone, considerate a parte nel seguito.

### 2.5.3 PERSONE PRESENTI NEL LOCALE

Ultimo parametro da definire per descrivere il comportamento dell'utenza è l'affollamento del locale da parte delle persone.

Un essere umano che svolga una qualsiasi attività in un ambiente emette una certa quantità di calore sensibile ed una di vapore acqueo; a rigore la determinazione di queste due grandezze risulterebbe estremamente complessa e laboriosa, in quanto necessita di un bilancio di energia sul corpo umano, il quale porta in gioco numerose variabili. Il procedimento dettagliato è descritto nella norma *UNI EN 28996* sulla produzione di energia termica metabolica.

Nel modello è stata implementata una strada decisamente più semplice: basta definire il numero di persone che affollano l'ambiente, il tipo di attività da esse svolta e gli orari di ingresso e uscita dal locale; come nei casi precedenti è stata data pure la possibilità di considerare affollamenti variabili di ora in ora, eventualmente connessi anche ad attività di tipo diverso. Con l'introduzione di queste informazioni vengono prelevati da apposite tabelle [16] i valori della potenza emessa dalle persone, nelle sue componenti sensibile e latente. Tali valori vengono poi interpolati sulla temperatura interna di progetto, dal momento che una delle variabili che compaiono nel bilancio energetico suddetto è proprio la temperatura dell'ambiente in cui si trovano gli occupanti.

Attività	T <sub>1</sub> = 24 °C		T <sub>A</sub> = 25 °C		T <sub>2</sub> = 26 °C	
	P sensibile	P latente	P sensibile	P latente	P sensibile	P latente
Seduto, a riposo	67	35	64	38	61	41
Seduto, lavoro leggero	71	47	67	50.5	63	54
In piedi, lavoro leggero	74	60	69	64	64	68
In piedi, lavoro moderato	75	72	70	77	65	82
Lavoro sedentario	81	80	75	85.5	69	91
Lavoro al banco	87	133	79.5	140.5	72	148
Ballo moderato	95	154	87.5	161.5	80	169
In movimento veloce	113	181	105	189	97	197
Lavoro pesante	154	271	148	277	142	283

*Tabella 2.1 – Esempio di potenze emesse dalle persone per una temperatura interna di 25°C, interpolate tra i valori tabulati relativi a 24 e 26°C.*

Non è poi stata esclusa la possibilità di inserire nel modello direttamente le potenze emesse dalle persone ad ogni ora del giorno, calcolate a parte dall'utente mediante il metodo tradizionale. Diciamo che questa opzione è da preferire in quei casi in cui l'affollamento risulta decisamente alto, magari anche con attività degli occupanti molto diverse, e ricopre quindi un ruolo predominante nella determinazione dei carichi termici.

Con questo termina la parte relativa ai dati di ingresso da inserire nel modello. Si riporta di seguito la schermata del foglio "Dati", nella quale è possibile individuare tutti gli elementi menzionati finora.

Dati geografici, climatici e di progetto relativi all'edificio e all'ambiente in esame										
Regione	Emilia Romagna	Valori orari dei parametri legati al comportamento dell'utenza								
Provincia	Ravenna	Ora	n [h <sup>-1</sup> ]	P <sub>int</sub> [W]	P <sub>ext</sub> [W]	m <sub>vap</sub> [kg/h]	N° pers.	Attività	Q <sub>sp</sub> [W]	Q <sub>ip</sub> [W]
Comune	Faenza	1	2							
Capoluogo di provincia limitrofo	Forlì	2	2							
Mese considerato (stagione estiva)	Agosto	3	3							
		4	3							
Altitudine sul livello del mare [m]	35	5	3							
Latitudine [° Nord]	44	6	3							
Gradiente verticale di temperatura δ [°C/m]	0.005	7	2							
Temperatura massima estiva T <sub>e,MAX</sub> [°C]	-	8	2							
Escursione termica giornaliera ΔT <sub>g</sub> [°C]	-	9	2				4	Seduto, lavoro leggero		
Temperatura media mensile T <sub>e,MEGIA mens.</sub> [°C]	24.8	10	1				4	Seduto, lavoro leggero		
Escursione termica media mens. ΔT <sub>MEGIA mens.</sub> [°C]	8.8	11	1				4	Seduto, lavoro leggero		
Titolo dell'aria esterna X <sub>e</sub> [kg H <sub>2</sub> O/kg s <sub>se</sub> ]	0.0129	12	1				4	Seduto, lavoro leggero		
		13	1				2	Seduto, lavoro leggero		
Temperatura interna di progetto T <sub>ia</sub> [°C]	25	14	1				2	Seduto, lavoro leggero		
Grado igrometrico interno di progetto φ <sub>ia</sub>	0.5	15	1				2	Seduto, lavoro leggero		
Volume dell'ambiente V [m <sup>3</sup> ]	144	16	1				2	Seduto, lavoro leggero		
		17	1							
Ricambi d'aria orari standard n [h <sup>-1</sup> ]	1	18	1				1	In piedi, lavoro moderato		
Ricambi d'aria orari notturni n <sub>24h</sub> [h <sup>-1</sup> ]	2.5	19	1				1	In piedi, lavoro moderato		
Orario di apertura delle finestre	22.00	20	1							
Orario di chiusura delle finestre	6.00	21	1							
		22	1							
Potenza di illuminazione P <sub>ill</sub> [W]	200	23	1							
Orario di accensione delle luci	18.00	24	2							
Orario di spegnimento delle luci	22.00									
		Valori interpolati della radiazione solare massima estiva nella località considerata [W/m <sup>2</sup> ]								
Carichi convettivi interni P <sub>int</sub> [W]	100	Ora	Sud	Sud-Est	Est	Nord-Est	Nord	Nord-Ovest	Ovest	Sud-Ovest
Orario di accensione dei carichi	7.00	5	7	38	92	96	48	7	7	7
Orario di spegnimento dei carichi	19.00	6	48	300	546	500	191	48	48	48
		7	85	499	747	601	157	79	79	79
Vapore generato da processi interni m <sub>vap</sub> [kg/h]	0.5	8	161	620	786	549	110	103	103	103
Orario di inizio dei processi	10.00	9	300	665	716	420	124	121	121	121
Orario di fine dei processi	14.00	10	414	639	571	254	134	134	134	140
		11	488	549	377	150	143	143	143	232
Numero di persone presenti nel locale N° pers.	3	12	514	408	157	145	145	145	157	406
Tipo di attività svolta dalle persone	Seduto, lavoro leggero	13	488	232	143	143	143	150	377	549
Orario di ingresso delle persone	8.00	14	414	140	134	134	134	254	571	639
Orario di uscita delle persone	16.00	15	300	121	121	121	124	420	716	665

Figura 2.5 – Primo foglio di lavoro del modello TFM: "Dati".

Da notare l'eccezione fatta alla regola delle celle verdi per i dati da fornire nel caso dei parametri che descrivono il comportamento dell'utenza; questa scelta è stata fatta per non creare troppa confusione nella compilazione dei campi ed evidenziare meglio la connessione tra la tabella in alto a destra e l'immissione dei valori nominali dei singoli

contributi. Ad esempio, nel caso mostrato in figura, essendo compilata tutta la parte di sinistra, le informazioni riportate in tabella vengono ignorate; se supponiamo invece fosse mancato il numero di ricambi orari nominale, il modello si sarebbe avvalso della serie di dati presente nella prima colonna della tabella.

## CARATTERISTICHE DEI COMPONENTI EDILIZI

Nel secondo foglio di lavoro del modello TFM (“*Componenti*”) vengono valutati tutti i parametri termici e fisici che caratterizzano gli elementi costruttivi di cui l’involucro edilizio si compone. In particolare vengono considerate diverse tipologie di componenti strutturali, e per ognuna si determinano in primo luogo le proprietà termiche stazionarie ed in seguito le relative masse efficaci, primaria e secondaria, al fine di valutarne il comportamento dinamico. Infine vengono calcolati i parametri globali caratteristici dell’ambiente in esame.

È stata prevista la possibilità di avere fino a quattro pareti verticali esterne, diversamente orientate ma della stessa tipologia costruttiva, un tipo di parete interna portante (per esempio nella separazione di due appartamenti diversi) e dei muri divisorii tra locali adiacenti dello stesso abitato. Vi sarà poi un soffitto di copertura rivolto verso l’esterno, un pavimento disperdente contro terra, oppure, al loro posto, dei solai intermedi, come nel caso di edifici a più piani.

Per ogni componente si è valutato un numero massimo di strati pari a 10, riportati sempre in ordine dall’interno verso l’esterno.

Infine è stata considerata la possibilità di avere una porta che da verso l’esterno, fino a quattro finestre diversamente orientate, anche di tipo diverso, ed una porzione di copertura disperdente vetrata, ad esempio nel caso di un lucernaio nel tetto.

### 3.1 PARETI OPACHE VERTICALI, SOFFITTO DI COPERTURA E SOLAI INTERMEDI

Per questi componenti strutturali all'utente viene richiesto di fornire le relative stratigrafie complete, specificando, per tutti i materiali presenti, le seguenti proprietà:

- spessore  $s$ , espresso in *metri*;
- conducibilità termica  $\lambda$ , in  $W/m K$ ;
- densità (o massa volumica)  $\rho$ , fornita in  $kg/m^3$ ;
- calore specifico  $c$ , conosciuto anche come capacità termica specifica, ed espresso in  $J/kg K$ .

È inoltre prevista la possibilità di fornire, per materiali eterogenei, la resistenza termica in luogo alla conducibilità termica.

Valori tipici di  $\lambda$ ,  $\rho$  e  $c$  per materiali da costruzione d'uso comune sono raccolti nella norma *UNI 10351* [17], mentre le resistenze termiche di murature e solai più diffusi vengono fornite dalla norma *UNI 10355* [18]. Anche per le eventuali intercapedini d'aria o sottotetti non ventilati viene richiesto di inserire la corrispondente resistenza termica, come stabilito dalla norma *UNI EN ISO 6946* [19].

**Resistenza termica (in  $m^2 \cdot KW$ ) di intercapedini d'aria non ventilate: superfici ad alta emissività**

Spessore intercapedine d'aria mm	Senso del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
0	0,00	0,00	0,00
5	0,11	0,11	0,11
7	0,13	0,13	0,13
10	0,15	0,15	0,15
15	0,16	0,17	0,17
25	0,16	0,18	0,19
50	0,16	0,18	0,21
100	0,16	0,18	0,22
300	0,16	0,18	0,23

Nota - I valori intermedi possono essere ottenuti per interpolazione lineare.

I valori riportati nella tabella sopra si applicano ad un'intercapedine d'aria quando:

- essa è limitata da due facce effettivamente parallele e perpendicolari alla direzione del flusso termico, con emissività  $\varepsilon \geq 0.8$ ;
- il suo spessore, nella direzione del flusso termico, sia minore del 10% delle altre due dimensioni, e comunque non superiore a 0.3 metri;
- non scambino aria con gli ambienti adiacenti.

#### Resistenza termica dei sottotetti

Caratteristiche del tetto		$R_u$ m <sup>2</sup> · K/W
1	Tetto a tegole senza feltro, pannelli o equivalenti	0,06
2	Tetto a lastre o tetto a tegole con feltro o pannelli o equivalenti sotto le tegole	0,2
3	Come in 2 ma con rivestimento di alluminio o altro rivestimento a bassa emissività all'intradosso della copertura	0,3
4	Tetto rivestito con pannelli e feltri	0,3

Nota - I valori del prospetto 3 comprendono la resistenza termica dell'intercapedine d'aria e la resistenza del tetto (pendente). Essi non comprendono la resistenza termica superficiale esterna ( $R_{se}$ ).

L'ultima informazione necessaria per la determinazione dei parametri termici cercati riguarda gli strati liminari, interno ed esterno, della struttura considerata. Le resistenze termiche di tali strati sono state reperite anch'esse dalla norma *UNI EN ISO 6946*:

#### Resistenze termiche superficiali (in m<sup>2</sup> · K/W)

	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
$R_{si}$	0,10	0,13	0,17
$R_{se}$	0,04	0,04	0,04

in cui i valori sotto “orizzontale” si applicano a flussi termici inclinati fino a  $\pm 30^\circ$  sul piano orizzontale.

Con le informazioni appena fornite il modello calcola, per ogni strato, la diffusività termica  $\alpha$  (necessaria poi per la determinazione delle masse efficaci):

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

e, per materiali omogenei, la resistenza termica  $R$ :

$$R = \frac{s}{\lambda} \quad \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

A questo punto risulta immediata la determinazione della trasmittanza termica  $U$  del componente in esame:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{s}{\lambda} + \sum R_t + R_{se}} \quad \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$$

dove la prima sommatoria a denominatore si riferisce a tutti gli strati omogenei che compongono la struttura, mentre la seconda comprende le resistenze termiche dei materiali eterogenei e delle intercapedini d'aria o sottotetti non ventilati.  $R_{si}$  ed  $R_{se}$  sono le resistenze termiche superficiali menzionate precedentemente.

Pareti verticali esterne (UNI EN ISO 6946)								
Strato	Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]	$\alpha$ [m <sup>2</sup> /s]	R [m <sup>2</sup> K/W]
$R_{si}$	Strato liminare interno							0.130
1	Intonaco di malta di calce	0.020	0.900		1800	910	5.49E-07	0.022
2	Mattoni forati 1.1.07	0.200		0.47	1400	840	3.62E-07	0.470
3	Polistirene espanso in lastre	0.060	0.040		25	1340	1.19E-06	1.500
4	Intonaco di malta di calce	0.020	0.900		1800	910	5.49E-07	0.022
5								
6								
7								
8								
9								
10								
$R_{se}$	Strato liminare esterno							0.040
	Superficie parete 1 [m <sup>2</sup> ]	21.6	Sud					
	Superficie parete 2 [m <sup>2</sup> ]	14.4	Est					
	Superficie parete 3 [m <sup>2</sup> ]		Nord					
	Superficie parete 4 [m <sup>2</sup> ]		Sud					
	Coefficiente di assorbimento $a$	0.9	Sud-Est					
	Massa frontale $m_f$ [kg/m <sup>2</sup> ]	353.5	Est					
			Nord-Est					
			Nord					
			Nord-Ovest					

Figura 3.1 – Stratigrafia dei componenti edilizi nel modello TFM



A seguito della determinazione della trasmittanza termica, viene calcolato un parametro fisico fondamentale: la massa frontale  $m_f$  definita come:

$$m_f = \sum_j \rho_j \cdot s_j \quad \left[ \frac{kg}{m^2} \right]$$

Resta da precisare che per ciascun elemento strutturale è richiesta la sua superficie in  $m^2$  e, per quelli rivolti verso l'esterno, anche il coefficiente di assorbimento  $a$  della radiazione solare e l'orientamento geografico.

## 3.2 PAVIMENTO DISPERDENTE CONTRO TERRA

Alla formula sopra indicata per la trasmittanza termica fa eccezione il caso dei pavimenti contro terra, i quali si avvalgono di un procedimento speciale descritto nella norma *UNI EN ISO 13370* [20].

Per semplicità, nel modello vengono presi in considerazione soltanto pavimenti non isolati o uniformemente isolati, escludendo quindi casi particolari come isolamenti soltanto perimetrali, collocazione sopra intercapedini o piani interrati.

Occorre fornire, per questo componente, oltre alla stratigrafia e alla sua superficie come per le altre strutture, alcune informazioni aggiuntive:

- il tipo di terreno sul quale poggia lo stabile; da esso dipende l'entità dei fenomeni di scambio termico che si stabilisce tra l'edificio e il suolo. A seguito dell'introduzione di questa informazione il modello preleva le proprietà termiche che gli servono dalla tabella fornita dalla norma e riportata sotto;
- l'area totale di pavimento dell'intero edificio  $A$ ;
- la lunghezza perimetrale  $P$  delle pareti esterne che separano lo spazio climatizzato dall'ambiente esterno (che non comprende quindi le pareti che delimitano zone comunque climatizzate);
- lo spessore di materiale isolante  $s$  che compare nella stratigrafia del pavimento (se presente);
- la conducibilità termica di tale isolante  $\lambda_i$ .

### Proprietà termiche del terreno

Categoria	Descrizione	Conducibilità termica $\lambda$ [W/(m · K)]	Capacità termica per unità di volume $\rho c$ [J/(m <sup>3</sup> · K)]
1	argilla o limo	1,5	$3,0 \times 10^6$
2	sabbia o ghiaia	2,0	$2,0 \times 10^6$
3	roccia omogenea	3,5	$2,0 \times 10^6$

Per determinare la trasmittanza termica del pavimento occorre ora introdurre altri due parametri:

- la dimensione caratteristica del pavimento  $B'$ , per tener conto della natura tridimensionale del flusso termico nel terreno, definita come l'area del pavimento divisa per il suo semiperimetro:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2} \cdot P} \quad [m]$$

- lo spessore equivalente di pavimento  $d_t$ :

$$d_t = w + \lambda_i \cdot (R_{si} + R_i) \quad [m]$$

dove  $w$  è lo spessore totale delle pareti esterne che ricoprono il perimetro  $P$ , ed  $R_i$  è la resistenza termica di ogni strato uniforme di isolamento sopra, sotto o interno alla soletta di pavimento.

La trasmittanza termica rimane quindi definita dalle seguenti relazioni:

$$U = \begin{cases} \frac{2 \cdot \lambda_i}{\pi \cdot B' + d_t} \ln \left( \frac{\pi \cdot B'}{d_t} \right) & \text{se } d_t < B' \\ \frac{\lambda_i}{0.457 \cdot B' + d_t} & \text{se } d_t \geq B' \end{cases}$$

### 3.3 PORTA E FINESTRE VERSO L'ESTERNO

Per questi componenti viene richiesta l'introduzione manuale di tutti i parametri termo-fisici necessari.

Oltre alla loro superficie e all'orientamento geografico, occorre fornire, per la porta il valore della trasmittanza termica e la sua massa frontale, mentre per le superfici finestrate sempre la trasmittanza più due coefficienti correttivi,  $C_S$  e  $C_C$ , necessari poi nel calcolo delle dispersioni.

Il primo fattore è il cosiddetto coefficiente di shading, che rappresenta il rapporto tra la radiazione effettivamente trasmessa dalla vetrata in esame e quella che attraversa un vetro semplice di riferimento (vedere paragrafo 2.3 sui dati climatici della radiazione solare).

Il secondo coefficiente invece rappresenta la frazione di radiazione solare che, assorbita dal vetro, viene ceduta direttamente all'aria interna per convezione;  $C_C$  assume valori significativi soltanto per vetrate particolarmente assorbenti o munite di tendaggi interni consistenti.

Tutti i dati richiesti per porte e finestre sono generalmente forniti dalle aziende costruttrici di tali componenti. In caso contrario ci si può avvalere della norma *UNI EN ISO 10077-1* o di opportuni database messi a disposizione dagli istituti di ricerca del settore.

Per i componenti vetrati, inoltre, si considerano sempre nulli la massa frontale  $m_f$  ed il coefficiente di assorbimento globale emisferico  $a$ .

**Coefficienti di shading  $C_S$  per vetri d'uso comune**

Vetro semplice (3 mm)	1
Vetro semplice con veneziana chiara	0.36
Vetro semplice con veneziana scura	0.5
Vetro semplice con tenda media	0.68
Vetro doppio (6 + 12 + 6 mm)	0.77
Vetro doppio con veneziana chiara	0.39
Vetro doppio con veneziana scura	0.47
Vetro doppio con tenda media	0.56
Vetro doppio a bassa emissività	0.55
Vetro doppio riflettente	0.33
Vetro triplo	0.65

L'ultima informazione richiesta riguarda i cosiddetti coefficienti orari di ombreggiamento; tali fattori rappresentano la frazione di superficie vetrata che, all'ora diurna considerata, risulta soleggiata. Per edifici privi

di elementi adiacenti che possano fornire ombreggiamento alle finestre tali coefficienti risultano sempre unitari. Un metodo dettagliato per la determinazione dell'area soleggiata e dei coefficienti di ombreggiamento è indicato nell'*appendice D* della norma *UNI 10375*.

### 3.4 MASSA EFFICACE

Per l'applicazione del metodo delle funzioni di trasferimento nella ricerca del carico termico a cui è sottoposto il locale, diviene necessaria la definizione di un parametro che tenga in conto quei fenomeni di accumulo termico ai quali è sottoposto l'involucro edilizio. Tale parametro risulta essere la massa delle strutture nelle quali viene accumulata l'energia, la cosiddetta *massa efficace*, che tuttavia non sempre coincide con la massa effettiva del componente.

Una metodologia di calcolo generale e di agevole applicazione per i diversi tipi di strutture è quella esposta nell'articolo scientifico "*Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: la massa efficace delle strutture*" [5], ed implementata nel modello TFM.

Occorre innanzitutto precisare che la massa efficace è una grandezza caratteristica dell'edificio e ne condiziona univocamente il comportamento; in linea di principio si può quindi affermare che, a parità di altre condizioni, hanno la stessa massa efficace ambienti simili che si comportano termicamente allo stesso modo. Il problema tuttavia non riguarda solamente la trasmissione del calore attraverso le pareti per effetto delle diverse temperature delle loro facce (questione ormai risolta da tempo in funzione della massa effettiva delle strutture), bensì piuttosto gli effetti di una sollecitazione di flusso termico all'interno degli ambienti stessi; questo, fisicamente, trova riscontro sia nelle modalità di accumulo della radiazione solare che attraversa le finestre (radiazione a bassa lunghezza d'onda), sia nell'effetto prodotto, sempre dalle strutture interne, sugli scambi termici per radiazione mutua tra le

pareti (radiazione ad alta lunghezza d'onda) e conseguentemente anche sulla trasmissione del calore attraverso l'involucro.

In ogni caso, sebbene l'entità di questi flussi termici sia evidentemente diversa, il problema è sempre quello di pareti sottoposte a radiazione sulle loro superfici rivolte verso l'interno dell'ambiente. Nel metodo proposto nell'articolo e sotto riportato tale sollecitazione viene assunta con andamento impulsivo ripetuto ogni 24 ore; in questo modo è possibile ottenere da ambienti diversi risposte facilmente confrontabili, e valutare per i vari tipi di strutture la quantità di materiale interessata all'accumulo termico.

Per definire la massa efficace delle strutture è opportuno distinguere il caso delle pareti di separazione interne da quello delle pareti rivolte verso l'esterno.

### 3.4.1 PARETI DI SEPARAZIONE INTERNE MONOSTRATO

Consideriamo dapprima il caso più semplice di pareti interne omogenee, cioè costituite da un solo strato di materiale con proprietà termo-fisiche costanti lungo tutta la sezione. Per questa tipologia di struttura può osservarsi che la risposta del sistema ad una sollecitazione impulsiva viene progressivamente smorzata all'aumentare dello spessore di materiale, fino ad un valore asintotico denominato  $s_{pl}$  (spessore primario limite):

$$s_{pl} = 78 \cdot \sqrt{\alpha}$$

con  $\alpha$  diffusività termica del materiale.

Si ha poi un valore intermedio di spessore in cui si ha il distacco dall'andamento paritario della massa efficace con la massa frontale effettiva della struttura; tale spessore, chiamato appunto spessore primario di distacco, è pari alla metà dello spessore limite:

$$s_{pd} = \frac{1}{2} \cdot s_{pl} = 39 \cdot \sqrt{\alpha}$$

Si definisce ora il fattore di partecipazione  $\varepsilon$  alla massa efficace primaria  $\mu_p$  di una porzione effettiva di materiale  $dm$ , posta a distanza  $s$  dalla superficie, il rapporto:

$$\varepsilon (s) = \frac{d\mu_p}{dm} \Big|_s$$

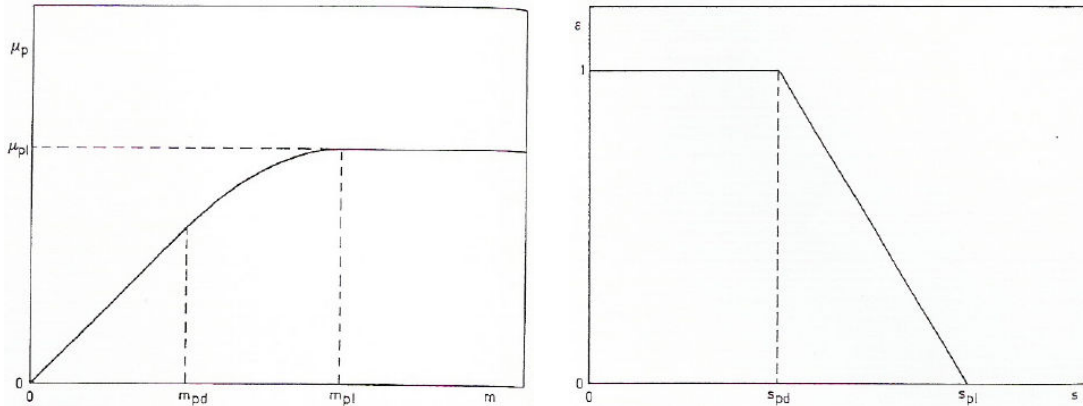


Figura 3.2 – Andamenti, rispettivamente, della massa efficace primaria  $\mu_p$  con la massa frontale  $m$ , e del fattore di partecipazione  $\varepsilon$  con lo spessore  $s$ .

La massa efficace primaria  $\mu_p$  di uno strato di spessore  $s$  sarà esprimibile, tramite il fattore di partecipazione  $\varepsilon$ , come:

$$\mu_p = \int_0^s \rho \cdot \varepsilon \, ds$$

Analizzando il secondo grafico della figura sopra, si può capire come la massa efficace primaria, a seconda del valore di  $s$ , risulti calcolabile per mezzo delle seguenti relazioni:

$$\mu_p = \begin{cases} \rho \cdot s & \text{per } s \leq s_{pd} \\ \rho \cdot \left[ s_{pd} + \frac{(s - s_{pd})}{2} \cdot \left( 3 - \frac{s}{s_{pd}} \right) \right] & \text{per } s_{pd} < s < s_{pl} \\ 0.75 \rho \cdot s_{pl} & \text{per } s \geq s_{pl} \end{cases}$$

È importante a questo punto sottolineare che, per lo studio corretto del problema, occorre tener conto dell'andamento della risposta  $r$  del sistema nel suo complesso, e non soltanto del suo primo valore fondamentale  $r_0$ , come invece è stato fatto finora.

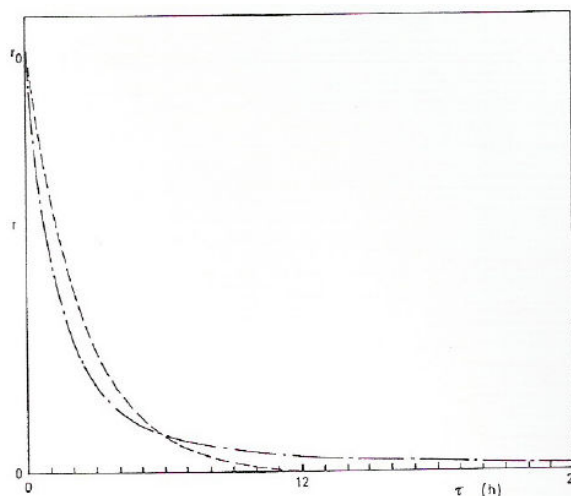
Come si vede dalla figura a lato, pareti con la stessa massa efficace primaria, che presentano quindi il medesimo valore di  $r_0$ , possono dare in generale diversi andamenti della risposta completa.

La ricerca di un parametro che, insieme alla massa efficace primaria, sia in grado di individuare in maniera univoca la risposta  $r$  nel suo complesso, ha portato a definire una massa efficace secondaria  $\mu_s$ .

Per ogni materiale si è osservato che tale massa efficace coincide proprio con quella frontale effettiva  $m$ , fino a che questa non raggiunge un certo valore limite  $m_{sl}$ , pari a:

$$m_{sl} = 150 \rho \cdot \sqrt{\alpha}$$

Dato che pareti con massa effettiva maggiore di  $m_{sl}$  non presentano più andamenti di  $r$  diversi tra loro, oltre tale limite la massa efficace secondaria assume un valore costante  $\mu_{sl}$ , coincidente con  $m_{sl}$ .



*Figura 3.3 – Esempio di possibili andamenti diversi della risposta  $r$  per pareti aventi la stessa massa efficace primaria.*

### 3.4.2 PARETI DI SEPARAZIONE INTERNE MULTISTRATO

L'influenza della massa delle pareti multistrato sulla risposta termica di un ambiente è molto più complessa e difficile da quantificare.

Innanzitutto è necessario fare un'importante osservazione: i valori dello spessore significativo (oltre il quale, come si è visto, l'eventuale materiale presente non ha più alcuna influenza) sono tali da contenere, per le usuali soluzioni costruttive, al massimo due strati di materiale diverso. Si è ritenuto pertanto opportuno limitare l'analisi a pareti

che, entro la sezione adiabatica, posta a distanza  $s_t$  dalla superficie, presentino al massimo due materiali diversi; per sezione adiabatica si intende la mezzeria della parete simmetrica oppure l'inizio dell'eventuale strato di materiale isolante. Se entro tale sezione sono contenuti più di due strati, il modello prende in considerazione comunque solo i primi due.

In analogia con il caso precedente, il primo passo del procedimento risulta essere la determinazione di uno spessore limite della massa efficace primaria. Per le pareti multistrato, tuttavia, esso farà riferimento ad un ipotetico materiale equivalente di caratteristiche opportune, e sarà quindi definito come:

$$s_{pl} = 78 \cdot \sqrt{\alpha_{eq}}$$

Volendo far sì che la resistenza e la capacità termica dello strato  $s_{pl}$ , con caratteristiche termo-fisiche equivalenti, sia proprio pari alla resistenza e capacità complessive dei due strati  $s_1$  e  $s_{2,eff}$  che lo compongono, si può scrivere:

$$\frac{s_{pl}}{\lambda_{eq}} = \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_{2,eff}}{\lambda_2}$$

$$s_{pl} \rho_{eq} c_{eq} = s_1 \rho_1 c_1 + s_{2,eff} \rho_2 c_2$$

Si ricorda che lo strato efficace del secondo materiale  $s_{2,eff}$  rappresenta la sola quotaparte di materiale che partecipa all'accumulo, pertanto si avrà:

$$s_1 + s_{2,eff} = s_{pl}$$

Dalle due relazioni sopra si possono ricavare le proprietà equivalenti:

$$\lambda_{eq} = \frac{s_{pl} \lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 s_1 + \lambda_1 s_{2,eff}}$$

$$\rho_{eq} c_{eq} = \frac{s_1 \rho_1 c_1 + s_{2,eff} \rho_2 c_2}{s_{pl}}$$

Dividendo membro a membro si ottiene:

$$\alpha_{eq} = \frac{\lambda_{eq}}{\rho_{eq} c_{eq}} = \frac{s_{pl}^2 \lambda_1 \lambda_2}{(\lambda_2 s_1 + \lambda_1 s_{2,eff}) \cdot (s_1 \rho_1 c_1 + s_{2,eff} \rho_2 c_2)}$$



e quindi, ricordando la definizione iniziale di  $s_{pl}$ , sostituendo e semplificando, si perviene all'equazione di secondo grado:

$$s_{2,eff}^2 + \left[ \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 \right] \cdot s_{2,eff} + \left( \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot s_1^2 - 6084 \alpha_2 \right) = 0$$

la quale fornisce  $s_{2,eff}$  come sua unica soluzione positiva:

$$s_{2,eff} = \frac{- \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 + \sqrt{\left[ \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 \right]^2 - 4 \left( \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot s_1^2 - 6084 \alpha_2 \right)}}{2}$$

A questo punto, come nel caso di pareti omogenee, è possibile introdurre un profilo del fattore di partecipazione  $\varepsilon$  in base al quale effettuare il calcolo della massa efficace primaria.

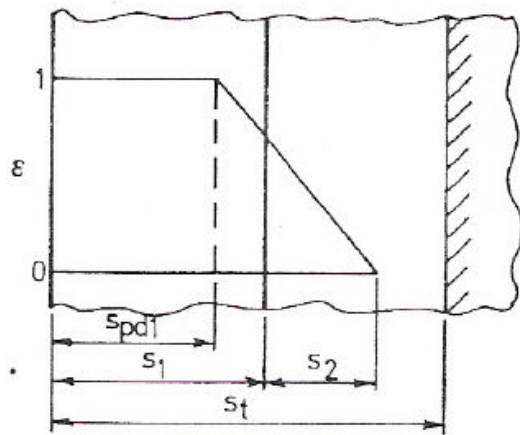
Si definiscono ancora una volta gli spessori di totale partecipazione dei due strati:

$$s_{pd1} = 39 \cdot \sqrt{\alpha_1} \qquad s_{pd2} = 39 \cdot \sqrt{\alpha_2}$$

Ora, a seconda delle varie configurazioni degli strati, si possono individuare diversi casi, comunque caratterizzati da un diagramma del fattore di partecipazione simile a quello di figura 3.7.

- *Caso 1*

Se lo spessore  $s_1$  del primo strato eccede  $s_{pd1}$  il materiale di questo è in un certo qual modo dominante:  $\varepsilon$  è uguale a 1 fino a  $s_{pd1}$  per poi decrescere fino a raggiungere il valore 0 in corrispondenza dello spessore  $s_{pl}$ .



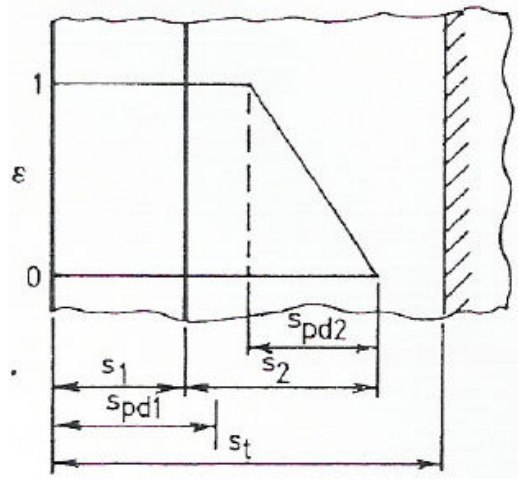
Per questa situazione, in cui  $s_1 \geq s_{pd1}$ , la massa efficace primaria si calcola mediante la seguente formula:

$$\mu_p = \rho_1 s_{pd1} + \frac{1}{2} \rho_1 \left( 1 + \frac{s_{2,eff}}{s_1 + s_{2,eff} - s_{pd1}} \right) \cdot (s_1 - s_{pd1}) + \frac{1}{2} \rho_2 s_{2,eff} \frac{s_{2,eff}}{s_1 + s_{2,eff} - s_{pd1}}$$

ricavata, come le successive, a seguito di alcuni ragionamenti geometrici sul diagramma del fattore di partecipazione  $\varepsilon$ , e ricordando la relazione che intercorre tra tale fattore e la massa efficace.

- *Caso 2*

Quando invece lo spessore  $s_1$  del primo strato è inferiore a  $s_{pd1}$ , in esso  $\varepsilon$  è sempre pari a 1; diventa poi importante il comportamento del secondo materiale: nel caso in cui  $s_{2,eff} > s_{pd2}$ ,  $\varepsilon$  rimane a 1 anche in una parte del secondo materiale, per poi iniziare a decrescere dopo un po' in modo da divenire 0 allo spessore  $s_{pl}$ .



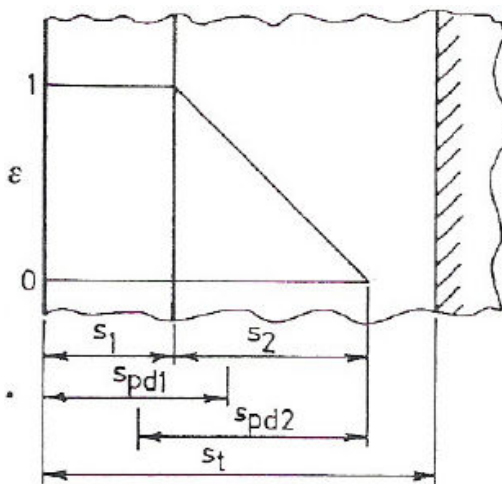
In questo caso, quando cioè  $s_1 < s_{pd1}$  e  $s_{2,eff} > s_{pd2}$ , la massa efficace primaria è data da:

$$\mu_p = \rho_1 s_1 + \rho_2 (s_2 - s_{pd2}) + \frac{1}{2} \rho_2 s_{pd2}$$

- *Caso 3*

Se, come prima, si ha  $s_1 < s_{pd1}$ , però questa volta anche lo spessore efficace del secondo strato è inferiore a quello limite di distacco  $s_{pd2}$ , il fattore di partecipazione comincia a decrescere già all'interfaccia tra i due materiali.

La massa efficace primaria della parete, in questa situazione, risulterà semplicemente pari a:

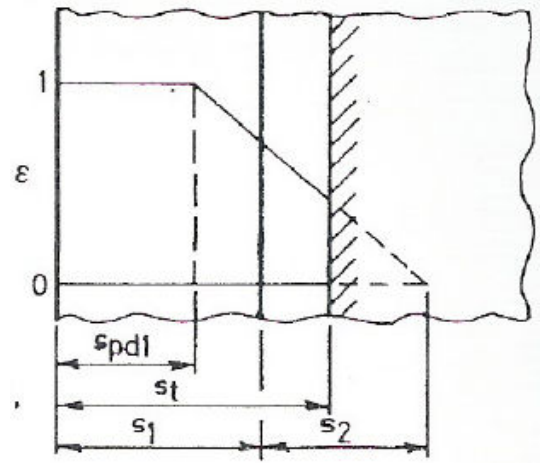


$$\mu_p = \rho_1 s_1 + \frac{1}{2} \rho_2 s_{2,eff}$$

- Caso 4

Rimane poi sempre l'eventualità che la sezione adiabatica tronchi in parte i diagrammi del fattore di partecipazione.

Il caso più frequente per le situazioni di questo tipo è quello mostrato a fianco, per il quale la massa efficace primaria vale:



$$\mu_p = \rho_1 s_{pd1} + \frac{1}{2} \rho_1 \left( 1 + \frac{s_{2,eff}}{s_1 + s_{2,eff} - s_{pd1}} \right) \cdot (s_1 - s_{pd1}) + \frac{1}{2} \rho_2 \left( \frac{s_1 + 2 s_{2,eff} - s_t}{s_1 + s_{2,eff} - s_{pd1}} \right) \cdot (s_t - s_1)$$

- Caso 0

Si è poi riscontrato un quinto caso, non menzionato nell'articolo scientifico preso in considerazione ma ritenuto comunque plausibile e quindi implementato nel modello TFM. Si tratta della situazione in cui lo spessore del primo materiale è così grande da superare il suo spessore limite ( $s_1 > s_{pl1}$ ) e quindi il profilo del fattore di partecipazione si sviluppa interamente nel materiale del primo strato.

Per questa situazione la massa efficace primaria si calcola semplicemente come nel caso di parete omogenea con  $s > s_{pl}$  e cioè:

$$\mu_p = 0.75 \rho_1 \cdot s_{pl1}$$

Per quanto riguarda la massa efficace secondaria di queste pareti, si procede, come per quelle mostrate, definendo uno spessore secondario limite:

$$s_{sl} = 150 \sqrt{\alpha_{eq}}$$

Poi, in analogia col procedimento per la massa efficace primaria, è possibile determinare le proprietà equivalenti e di conseguenza lo spessore efficace secondario del materiale che compone il secondo strato:

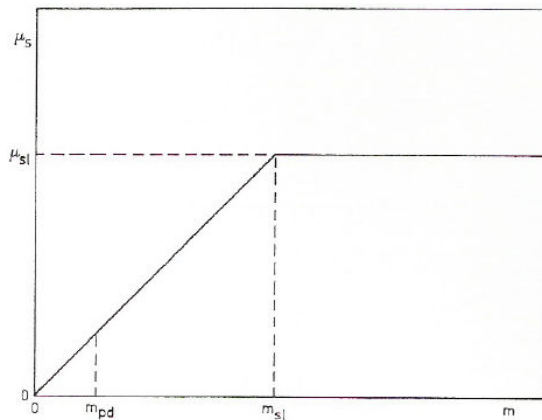
$$\alpha_{eq} = \frac{\lambda_{eq}}{\rho_{eq} c_{eq}} = \frac{s_{sl}^2 \lambda_1 \lambda_2}{\left( \lambda_2 s_1 + \lambda_1 s_{2,eff sec} \right) \cdot \left( s_1 \rho_1 c_1 + s_{2,eff sec} \rho_2 c_2 \right)}$$

$$s_{2,eff\ sec}^2 + \left[ \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 \right] \cdot s_{2,eff\ sec} + \left( \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot s_1^2 - 22500 \alpha_2 \right) = 0$$

da cui:

$$s_{2,eff\ sec} = \frac{- \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 + \sqrt{\left[ \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_2 \lambda_1}{\alpha_1 \lambda_2} \right) \cdot s_1 \right]^2 - 4 \left( \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \cdot s_1^2 - 22500 \alpha_2 \right)}}{2}$$

A questo punto, ricordandosi, come nel caso delle pareti monostrato, l'andamento della massa efficace secondaria in funzione di quella frontale effettiva (figura a fianco), ci si può facilmente render conto di come il fattore di partecipazione per la massa secondaria valga 1 fino allo spessore limite  $s_{sl}$  per poi crollare istantaneamente a 0 per spessori superiori.



Sotto questa constatazione si possono individuare quattro situazioni nella determinazione della massa efficace secondaria per pareti a due strati partecipanti.

- *Caso 1*

Lo spessore  $s_1$  del primo materiale è superiore allo spessore limite  $s_{sl}$ ; in questo caso l'intero profilo del fattore di partecipazione si sviluppa nel primo strato del muro e la sua massa efficace secondaria sarà quindi:

$$\mu_s = \rho_1 \cdot s_{sl}$$

- *Caso 2*

$s_1 < s_{sl} < s_t$ . È il caso più frequente, in cui partecipano entrambi gli strati alla determinazione della massa efficace secondaria:

$$\mu_s = \rho_1 \cdot s_1 + \rho_2 \cdot s_{2,eff\ sec}$$

- *Caso 3*

La sezione adiabatica  $s_t$  tronca il profilo del fattore di partecipazione prima di arrivare al secondo strato di materiale; questo avviene quando  $s_{sl} \geq s_t$  con  $s_t \leq s_l$ .

In questa situazione la massa efficace secondaria vale semplicemente:

$$\mu_s = \rho_1 \cdot s_t$$

- *Caso 4*

Anche in questo caso il profilo di  $\varepsilon$  viene troncato prematuramente dalla presenza della sezione adiabatica, ma questa volta il valore di  $s_t$  è sufficientemente grande da riuscire a giungere al secondo strato di materiale:  $s_{sl} \geq s_t$  con  $s_t > s_l$ .

La formula da utilizzare in questa situazione è:

$$\mu_s = \rho_1 \cdot s_l + \rho_2 \cdot (s_t - s_l)$$

### 3.4.3 MASSA EFFICACE PER LE PARETI ESTERNE

Per le pareti disperdenti verso l'esterno il calcolo della massa efficace sarebbe, a rigore, decisamente più complesso. Quello che è stato fatto dagli autori dell'articolo scientifico a cui si fa riferimento sopra, è un confronto tra i valori di massa efficace ottenuti dall'analisi della risposta del sistema con quelli calcolati mediante il procedimento sopra descritto per le pareti di separazione interna. Si è quindi giunti ad una correlazione che porta in conto il rapporto  $U_t/U_i$  tra la trasmittanza globale della parete  $U_t$  e quella  $U_i$  della porzione di struttura fino allo spessore  $s_i$  (compreso lo strato liminare interno);  $s_i$  è dato dal più piccolo tra  $s_{pl}$ , lo spessore totale della parete e, per pareti coibentate, la distanza tra lo strato isolante e la superficie interna.

La massa efficace primaria delle pareti esterne  $\mu_p$  può quindi essere calcolata, a partire da quella ottenuta con il procedimento descritto per le pareti di separazione  $\mu_p'$ , per mezzo della seguente relazione:

$$\mu_p = \mu'_p \cdot \left( 1 - 0.85 \sqrt{\frac{U_t}{U_i}} \right)$$

verificata con buona approssimazione per numerose pareti d'uso comune, isolate e non.

Nessuna modifica deve essere apportata, invece, al procedimento per il calcolo della massa efficace secondaria  $\mu_s$ .

			Massa efficace primaria		Caso	Valore
Tipologia di parete	Multistrato isolata		Monostrato	caso 1	$S \leq S_{PD}$	NO 36.00
Spessore della parete S	0.30	[m]		caso 2	$S_{PD} < S < S_{PL}$	NO 33.53
Trasmittanza della parete U	0.458	[m <sup>2</sup> K/W]		caso 3	$S \geq S_{PL}$	NO 78.05
Sezione adiabatica S <sub>T</sub>	0.150	[m]	Multistrato	caso 0	$S_1 \geq S_{PL1}$ ( $S_{P2} \leq 0$ )	NO 78.05
S prim. efficace 2° strato S <sub>PD2</sub>	0.029	[m]		caso 1	$S_1 \geq S_{PD1}$	NO 61.86
S prim. limite S <sub>PL1</sub>	0.058	[m]		caso 2	$S_1 < S_{PD1}$ e $S_{P2} \geq S_{PD2}$	SI 60.40
S prim. di distacco S <sub>PD1</sub>	0.029	[m]		caso 3	$S_1 < S_{PD1}$ e $S_{P2} < S_{PD2}$	NO 56.41
S prim. limite S <sub>PL2</sub>	0.047	[m]		caso 4	$S_1 \geq S_{PD1}$ con $S_T < (S_1 + S_{P2})$	NO -289.71
S prim. di distacco S <sub>PD2</sub>	0.023	[m]	Multistrato con Aria o Isolante al 2° strato			NO Vedi Monostrato
S second. efficace 2° strato S <sub>S2</sub>	0.072	[m]				
S second. limite globale S <sub>SL</sub>	0.092	[m]				
			Massa efficace secondaria		Caso	Valore
Massa efficace primaria $\mu'_p$	60.40	[kg/m <sup>2</sup> ]	Monostrato	caso 1	$S < S_{SL}$	NO 36.00
Spessore intermedio S <sub>i</sub>	0.049	[m]		caso 2	$S \geq S_{SL}$	NO 165.68
Trasmittanza intermedia U <sub>i</sub>	4.53	[m <sup>2</sup> K/W]	Multistrato	caso 1	$S_{SL} \leq S_1$ ( $S_{S2} \leq 0$ )	NO 165.68
Massa efficace primaria $\mu_p$	44.08	[kg/m <sup>2</sup> ]		caso 2	$S_1 < S_{SL} < S_T$	SI 136.86
Massa efficace secondaria $\mu_s$	136.86	[kg/m <sup>2</sup> ]		caso 3	$S_{SL} \geq S_T$ con $S_T \leq S_1$	NO 270.00
Massa secondaria ridotta $\mu_{s,r}$	102.64	[kg/m <sup>2</sup> ]		caso 4	$S_{SL} \geq S_T$ con $S_T > S_1$	NO 218.00
			Multistrato con Aria o Isolante al 2° strato			NO Vedi Monostrato

Figura 3.4 – Parte del foglio “Componenti” relativa alla determinazione delle masse efficaci.

### 3.5 PARAMETRI GLOBALI CARATTERISTICI DELL'AMBIENTE

Tutti i dati ottenuti finora per i diversi componenti strutturali devono poi essere opportunamente aggregati per fornire dei parametri caratteristici dell'ambiente da studiare nel suo complesso, come indicato in [7].

A tale scopo, detti  $n$  il numero di componenti edilizi che costituiscono l'involucro del locale,  $d$  dei quali sono rivolti verso l'esterno, e  $v$  il numero delle superfici vetrate presenti, si possono definire tre grandezze:

- la trasmittanza media  $U_m$  delle strutture che delimitano l'ambiente:

$$U_m = \frac{\sum_{i=1}^d U_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

- la massa efficace primaria media del locale  $M_p$ :

$$M_p = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_{pi} \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

- il fattore di massa efficace secondaria  $B_s$ :

$$B_s = \frac{\sum_{i=1}^{n-v} \left( \frac{\mu_p}{\mu_s} \right)_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^{n-v} A_i}$$

Va però segnalato che, nel calcolo di questo ultimo parametro, i valori di massa efficace secondaria vengono limitati superiormente ad una frazione della massa secondaria limite pari a  $0,75 \mu_{sl}$ ; ciò equivale a tener minor conto degli incrementi della massa efficace secondaria nel valutare l'effetto di questa sul valore delle funzioni di trasferimento, come si vedrà meglio nei prossimi paragrafi. Questa correzione ai valori di  $\mu_s$  viene effettuata in accordo con i risultati ottenuti dall'indagine condotta nell'articolo scientifico *“Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: metodo di calcolo del carico termico”* di S. Del Giudice, P. Brunello [7].

Infine è doveroso precisare che, per i componenti vetrati, le masse efficaci sono considerate sempre nulle; per quanto riguarda invece la porta esterna, tali masse a rigore non sarebbero nulle, tuttavia vengono considerate tali dal modello data la scarsa influenza che comunque avrebbero sui parametri globali. La massa frontale di questo componente invece è solitamente fornita dal costruttore e quindi, data la sua facile reperibilità, viene tranquillamente portata in conto.

## CALCOLO DEL CARICO TERMICO

Una volta forniti tutti i dati di ingresso richiesti dal modello nei primi due fogli di lavoro, “*Dati*” e “*Componenti*”, ed aver determinato i parametri termo-fisici necessari, si può procedere con il calcolo dei carichi termici ai quali è soggetto l’edificio.

Come già anticipato, il modello studia il sistema edificio-impianto in regime dinamico, e un metodo che ben si presta a questa situazione è quello delle funzioni di trasferimento, nella sua versione italiana proposta dal *CNR* [7].

Il principale vantaggio dei metodi che utilizzano le funzioni di trasferimento sta nella possibilità di simulare il comportamento termico degli edifici per periodi estesi di tempo, in condizioni qualsiasi, anche corrispondenti a dati meteorologici reali. D’altra parte, però, essi sono di impiego piuttosto delicato, in quanto le funzioni di trasferimento, in generale, presentano un andamento asintotico (serie di infiniti valori); questo le rende di difficile parametrizzazione e quindi, a rigore, andrebbero di volta in volta calcolate per il particolare tipo di ambiente considerato.

Una soluzione di compromesso può essere quella di fare riferimento a condizioni di regime periodico stabilizzato, adottando cioè, per ognuna



delle grandezze meteorologiche, un opportuno andamento giornaliero di progetto. In questo modo le funzioni di trasferimento assumeranno anch'esse andamenti periodici nelle 24 ore, e quindi diventeranno di utilizzo molto più agevole e facilmente parametrizzabili in funzione di opportune proprietà caratteristiche degli ambienti.

Tali proprietà sono appunto i parametri termo-fisici descritti nel paragrafo precedente, ed in particolare giocano un ruolo fondamentale nella determinazione delle funzioni di trasferimento, la massa efficace primaria media del locale  $M_p$ , il fattore di massa secondaria  $B_s$  e le masse frontali effettive  $m_f$  dei singoli componenti edilizi.

## 4.1 BILANCIO TERMICO SENSIBILE DEL LOCALE

In virtù del primo principio della termodinamica, il bilancio termico dell'aria racchiusa in un locale può essere espresso, in un certo istante  $k$ , come segue:

$$Q_{H,k} + Q_{V,k} + Q_{I,k} + Q_{T,k} = 0$$

in cui i singoli termini assumono i seguenti significati:

- $Q_{H,k}$  = potenza termica legata agli scambi di calore di tipo convettivo tra le pareti e l'aria interna;
- $Q_{V,k}$  = potenza termica dovuta alle portate d'aria, di infiltrazione e/o di ventilazione;
- $Q_{I,k}$  = potenza termica apportata da eventuali carichi interni di tipo convettivo (elettrodomestici, macchine operatrici, persone...);
- $Q_{T,k}$  = potenza termica fornita dall'impianto di condizionamento al generico istante  $k$ .

Per convenzione si assumeranno positivi i flussi termici entranti e negativi quelli uscenti.

Dovendo determinare l'azione dell'impianto  $Q_{T,k}$  necessaria per mantenere una certa temperatura dell'aria interna  $T_A$ , il primo termine dell'equazione di bilancio non risulta direttamente determinabile, in

quanto al suo interno compaiono, come ulteriori incognite, le temperature superficiali interne  $T_{si,k}$  delle  $n$  pareti:

$$Q_{H,k} = \sum_{j=1}^n h \cdot A_j \cdot (T_{si,k} - T_A)_j$$

con  $h$  coefficiente di scambio termico convettivo ed  $A_j$  la superficie della singola parete.

Pertanto, per risolvere il problema all'istante  $k$ , sarebbe altresì necessario un bilancio termico su ciascun elemento strutturale, in modo da poter pervenire ad un sistema algebrico di  $n+1$  equazioni lineari nelle  $n+1$  incognite rappresentate dalle  $n$  temperature superficiali delle pareti  $T_{si}$  e dal carico termico dell'impianto  $Q_T$ .

In alternativa però, e come verrà fatto nel seguito, è possibile ottenere il carico termico del locale direttamente dall'equazione di bilancio globale, ricorrendo al principio di sovrapposizione degli effetti; in base ad esso, infatti, il flusso termico  $Q_{H,k}$  scambiato per convezione può essere espresso come somma di due componenti, una legata alla trasmissione di calore attraverso l'involucro  $Q_{C,k}$ , e l'altra dovuta alla radiazione solare che attraversa le finestre ed alle sorgenti radianti interne  $Q_{R,k}$ :

$$Q_{H,k} = Q_{C,k} + Q_{R,k}$$

È proprio nella determinazione di queste due componenti che entrano in gioco le funzioni di trasferimento, in quanto si tratta, come già accennato, di contributi non istantanei al carico termico del locale, che tengono in conto cioè dell'inerzia termica delle strutture, a differenza invece dei termini  $Q_{V,k}$  e  $Q_{I,k}$ , che invece influiscono direttamente ed istantaneamente sulla risposta del sistema.

#### 4.1.1 TRASMISSIONE ATTRAVERSO L'INVOLUCRO

Alla generica ora  $k$ , il contributo termico  $Q_{C,k}$  causato dalla trasmissione di calore attraverso i  $d$  componenti edilizi disperdenti che costituiscono l'involucro, con temperatura interna costante  $T_A$ , può essere valutato come:

$$Q_{C,k} = f_C \sum_{i=1}^d U_i A_i \left[ \sum_{j=1}^{24} b_j (T_{sa,h} - T_A) \right]_i$$

dove  $h=k-j+1$  se  $(k-j+1)>0$  oppure  $h=24+(k-j+1)$  se  $(k-j+1)\leq 0$ .

Il coefficiente convettivo  $f_C$ , definito come:

$$f_C = 1 - 0.165 \cdot U_m + 0.019 \cdot U_m^2$$

tiene mediamente conto delle variazioni prodotte dalla diversa entità degli scambi radiativi interni, sulla componente radiativa del coefficiente liminare interno (che interviene appunto nel calcolo della trasmittanza globale  $U_m$ ).

I termini  $U_i$  ed  $A_i$  sono rispettivamente la trasmittanza termica e la superficie dell'elemento strutturale considerato, mentre  $T_{sa}$  è la cosiddetta temperatura sole-aria della parete, che tiene cioè conto sia della temperatura dell'aria esterna che dell'irraggiamento solare al quale è sottoposto la struttura. Essa può essere determinata mediante la seguente relazione:

$$T_{sa,k} = T_{E,k} + a \cdot I_{S,k} \cdot R_{se}$$

in cui  $a$  è il coefficiente di assorbimento emisferico,  $I_{S,k}$  appunto la radiazione solare incidente all'ora  $k$  sulla parete ed  $R_{se}$  la resistenza termica superficiale esterna. Ovviamente per le superfici vetrate tale parametro coincide con la temperatura dell'aria esterna, in quanto, come già è stato detto, il coefficiente di assorbimento associato ai vetri viene preso, in prima approssimazione, pari a 0.

Le funzioni di trasferimento  $b_j$ , esprimenti il legame esistente tra la differenza di temperature  $T_{sa}-T_A$  (funzione sollecitante) ed il carico termico  $Q_C$  (risposta del sistema), risultano, come già detto, funzione della massa frontale  $m_f$  della parete considerata e della massa efficace dell'ambiente retrostante (individuata da  $M_p$  e  $B_s$ ) e sono reperibili da apposite tabelle, riportate di seguito.

**tabella I - funzioni di trasferimento  $b_j$  del carico termico trasmesso attraverso pareti pesanti per ambienti con massa efficace primaria  $M_p = 15 \text{ kg/m}^2$  e per diversi valori della massa frontale  $m_f$  della parete (in  $\text{kg/m}^2$ )**

$m_f$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
50	0,180	0,270	0,189	0,125	0,082	0,054	0,035	0,023	0,015	0,010	0,006	0,004	0,003	0,002	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
100	0,045	0,156	0,173	0,150	0,120	0,092	0,069	0,052	0,038	0,028	0,021	0,015	0,011	0,008	0,006	0,004	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000
200	0,004	0,036	0,080	0,105	0,112	0,108	0,098	0,085	0,072	0,060	0,049	0,040	0,032	0,026	0,021	0,017	0,013	0,011	0,008	0,007	0,005	0,004	0,003	0,003
300	0,011	0,013	0,028	0,047	0,062	0,072	0,076	0,078	0,074	0,070	0,065	0,059	0,053	0,047	0,042	0,037	0,033	0,028	0,025	0,022	0,019	0,016	0,014	0,012
500	0,025	0,023	0,025	0,030	0,038	0,045	0,050	0,054	0,056	0,057	0,057	0,056	0,054	0,052	0,050	0,047	0,044	0,042	0,039	0,036	0,034	0,031	0,029	0,027
$\geq 800$	0,033	0,031	0,031	0,033	0,036	0,040	0,043	0,046	0,048	0,049	0,049	0,050	0,049	0,049	0,048	0,047	0,045	0,044	0,042	0,041	0,039	0,038	0,036	0,034

**tabella II - funzioni di trasferimento  $b_j$  del carico termico trasmesso attraverso pareti pesanti per ambienti con massa efficace primaria  $M_p = 90 \text{ kg/m}^2$  e per diversi valori della massa frontale  $m_f$  della parete (in  $\text{kg/m}^2$ )**

$m_f$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
50	0,136	0,184	0,116	0,079	0,060	0,049	0,043	0,038	0,034	0,031	0,028	0,026	0,023	0,021	0,019	0,018	0,016	0,015	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009	0,008
100	0,043	0,124	0,124	0,103	0,083	0,068	0,057	0,049	0,042	0,038	0,034	0,030	0,027	0,025	0,023	0,021	0,019	0,017	0,016	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010
200	0,015	0,035	0,082	0,075	0,078	0,076	0,071	0,066	0,061	0,055	0,050	0,045	0,041	0,037	0,034	0,031	0,028	0,026	0,023	0,021	0,020	0,018	0,016	0,015
300	0,022	0,023	0,032	0,043	0,051	0,056	0,059	0,059	0,059	0,058	0,055	0,053	0,050	0,048	0,045	0,042	0,039	0,037	0,034	0,032	0,029	0,027	0,025	0,023
500	0,032	0,030	0,031	0,034	0,038	0,042	0,045	0,047	0,049	0,049	0,050	0,050	0,049	0,048	0,047	0,046	0,045	0,043	0,042	0,040	0,038	0,037	0,035	0,033
$\geq 800$	0,037	0,036	0,035	0,036	0,038	0,040	0,041	0,043	0,044	0,045	0,045	0,046	0,046	0,046	0,046	0,045	0,045	0,044	0,043	0,042	0,041	0,040	0,039	0,038

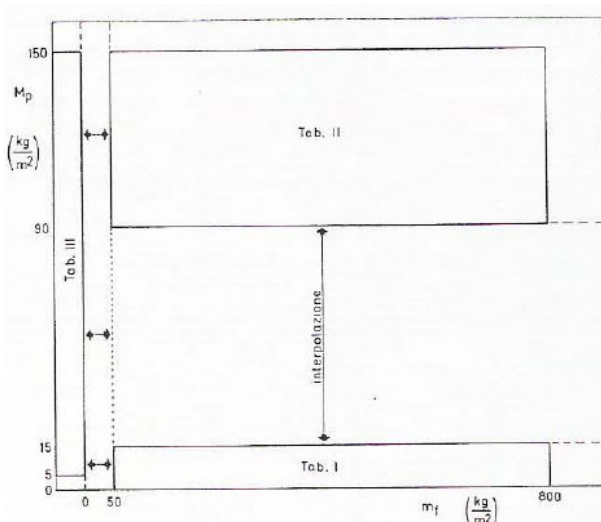
**tabella III - funzioni di trasferimento  $b_j$  del carico termico trasmesso attraverso pareti con massa frontale  $m_f = 0$  (vetri) per diversi valori della massa efficace primaria  $M_p$  dell'ambiente (in  $\text{kg/m}^2$ )**

$m_f$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\leq 5$	0,738	0,151	0,064	0,027	0,011	0,005	0,002	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
15	0,599	0,143	0,091	0,059	0,038	0,025	0,016	0,010	0,007	0,004	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
25	0,537	0,119	0,088	0,085	0,049	0,036	0,027	0,020	0,015	0,011	0,008	0,006	0,005	0,004	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
40	0,481	0,094	0,076	0,062	0,051	0,042	0,034	0,028	0,023	0,019	0,015	0,013	0,010	0,009	0,007	0,006	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001
60	0,460	0,074	0,064	0,055	0,048	0,042	0,036	0,031	0,027	0,024	0,021	0,018	0,016	0,014	0,012	0,010	0,009	0,008	0,007	0,006	0,005	0,005	0,004	0,004
90	0,440	0,058	0,053	0,048	0,043	0,039	0,035	0,032	0,029	0,027	0,024	0,022	0,020	0,018	0,016	0,015	0,014	0,012	0,011	0,010	0,009	0,009	0,008	0,007
120	0,429	0,050	0,046	0,043	0,040	0,037	0,034	0,032	0,029	0,027	0,025	0,024	0,022	0,020	0,019	0,018	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011	0,010
$\geq 150$	0,423	0,045	0,042	0,040	0,037	0,035	0,033	0,031	0,029	0,028	0,026	0,025	0,023	0,022	0,021	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,012

In definitiva, quindi, per ogni elemento strutturale disperdente, si dovrà individuare una serie temporale di funzioni di trasferimento  $b_j$ , che andrà poi utilizzata, di ora in ora, per determinare il carico termico conduttivo associato al componente nell'istante  $k$ .

Dal momento però che, per i componenti opachi, le  $b_j$  dipendono da due parametri,  $M_p$  ed  $m_f$  (la dipendenza da  $B_s$  sarà espressa nel seguito), l'interpolazione lineare di tali valori non risulta poi così immediata.

Lo schema a fianco riassume il collegamento che intercorre tra le tabelle riportate sopra.



Più semplice, invece, è la determinazione delle  $b_j$  per gli elementi vetrati, in quanto questi ultimi presentano massa frontale nulla (almeno per convenzione), per cui necessitano di un'interpolazione semplice sul valore di massa efficace medio del locale  $M_p$ . I termini relativi a questa classe di componenti strutturali sono infatti raccolti tutti quanti nell'ultima delle tre tabelle riportate

Individuata la serie di 24 valori che costituiscono le funzioni di trasferimento  $b_j$  di ciascun componente, rimane da correggerla in relazione alla massa efficace secondaria del locale.

Come si è già accennato, la massa secondaria incide in maniera sostanziale sulla forma delle funzioni di trasferimento, provocandone un progressivo appiattimento, lasciando tuttavia inalterato il primo termine della serie. Naturalmente la somma dei 24 valori così modificati deve comunque rimanere uguale ad 1.

Sotto queste considerazioni, la correzione che deve essere apportata alle  $b_j$  può essere effettuata mediante le seguenti formule di interpolazione:

$$b_1 = b_1'$$

$$b_j = B_s \cdot b_j' + (1 - B_s) \cdot \frac{(1 - b_1')}{23}$$

con  $j=2, \dots, 24$  in cui  $b_j'$  sono i valori ottenuti per  $B_s = 1$ .

Pur nella loro semplicità, tali relazioni approssimate permettono di individuare correttamente i primi (e più significativi) sei ÷ otto termini

della serie, e quindi di giungere per qualsiasi ambiente ad una valutazione adeguatamente affidabile e precisa del carico termico.

Resta infine da specificare quali siano le strutture da considerare disperdenti al fine del calcolo di  $Q_C$ . L'osservazione potrebbe sembrare subito banale, tuttavia, per quanto per pareti esterne, copertura, porta e finestre la risposta possa essere ovvia, non lo è invece per il pavimento contro terra; quest'ultimo, infatti, è sì un elemento che disperde calore verso l'esterno, ma al fine del calcolo di  $Q_C$  e della determinazione di  $U_m$ , esso viene considerato dal modello come struttura adiabatica, come indicato oltretutto nella norma *UNI 10375*. Questo perché, normalmente in estate, il flusso termico che lo attraversa è di segno negativo (calore uscente, data la temperatura del terreno inferiore a quella interna), per cui non considerarlo si rivela, per il progettista, una scelta cautelativa.

Pareti interne e solai intermedi naturalmente sono considerati sempre componenti adiabatici; purtroppo, infatti, è doveroso sottolineare che nel modello TFM (almeno in questa sua prima versione) non è stata presa in considerazione la possibilità di locali non climatizzati (o comunque a temperatura diversa da quella di progetto) adiacenti all'ambiente in esame.

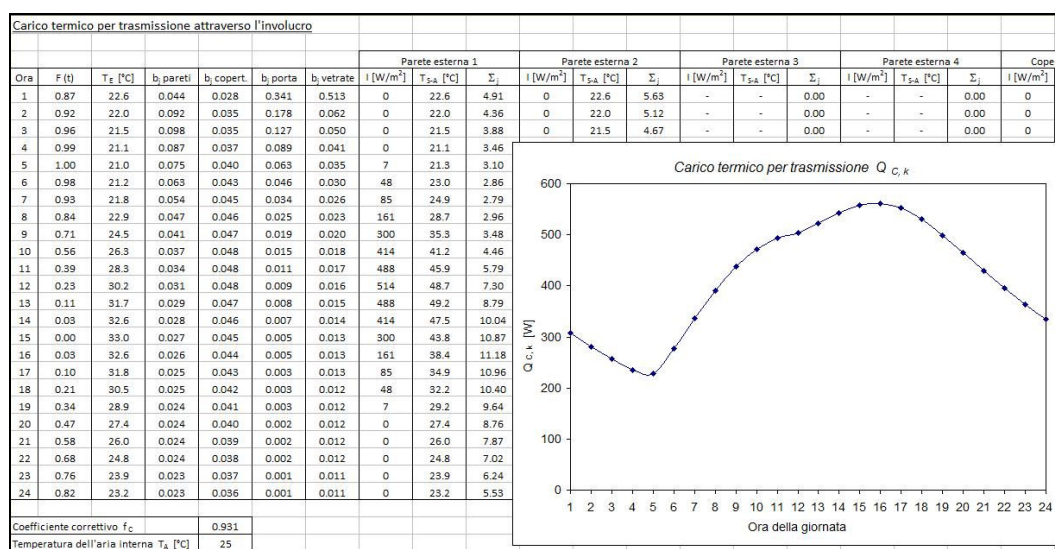


Figura 4.1 – Foglio di calcolo del carico termico per trasmissione attraverso l'involucro nel modello TFM.

#### 4.1.2 CONTRIBUTO DOVUTO ALLE SORGENTI RADIANTI

Il flusso di radiazione al quale è soggetto un ambiente al suo interno risulta dato dalla somma della radiazione solare  $Q_{S,k}$  che attraversa le superfici vetrate all'istante  $k$ , e degli eventuali carichi endogeni di tipo radiativo  $Q_{ill,k}$  (illuminazione artificiale).

Mentre questi ultimi costituiscono, come indicato al paragrafo 2.5, un dato di progetto,  $Q_{S,k}$  può invece essere calcolato come:

$$Q_{S,k} = \sum_{i=1}^v [(C_S - C_C) \cdot f_{s,k} \cdot A \cdot I_{V,k}]_i$$

in cui  $v$  è il numero di elementi vetrati che presenta il locale,  $C_S$  e  $C_C$  sono i coefficienti di shading e di convezione caratteristici del tipo di vetro,  $f_{s,k}$  è il fattore di ombreggiamento all'istante  $k$ ,  $A$  l'area della superficie vetrata e  $I_{V,k}$  è la radiazione solare specifica trasmessa dal vetro semplice di riferimento.

Il significato dettagliato di questi termini è già stato fornito nel paragrafo 3.3, mentre i valori di  $I_{V,k}$ , come invece spiegato nel paragrafo 2.3, sono riportati in tabelle nell'omonimo foglio, in funzione di orientamento geografico, latitudine e ora della giornata.

La sollecitazione di radiazione totale  $R_k$  che interessa le superfici interne dell'involucro all'istante  $k$  sarà quindi data da:

$$R_k = f_r \cdot (Q_{S,k} + Q_{ill,k})$$

dove si è indicato con  $f_r$  il coefficiente correttivo che tiene conto del fatto che la radiazione incidente sulle superfici interne ne produce il riscaldamento, e viene quindi in parte dispersa per conduzione verso l'esterno; tale coefficiente può essere espresso mediante la seguente correlazione:

$$f_r = 1 - 0,248 \cdot U_m + 0,025 \cdot U_m^2$$

Com'è ormai noto, l'energia radiante contribuisce al carico termico istantaneo solo dopo essere stata assorbita dalle superfici interne ed averne quindi innalzato la temperatura, pertanto il relativo contributo al carico termico  $Q_{R,k}$  alla generica ora  $k$ , potrà essere calcolato come

segue, utilizzando un'opportuna funzione di trasferimento  $u_j$ , propria dell'ambiente in esame:

$$Q_{R,k} = \sum_{j=1}^{24} u_j \cdot R_h$$

dove, come nel caso della trasmissione,  $h=k-j+1$  se  $(k-j+1)>0$  oppure  $h=24+(k-j+1)$  se  $(k-j+1)\leq 0$ .

Le funzioni di trasferimento  $u_j$ , diverse dalle  $b_j$  viste in precedenza, si possono ottenere in relazione alla massa efficace primaria media  $M_p$  e al fattore di massa secondaria  $B_s$ , mentre la dipendenza dalla massa frontale ovviamente scompare, trattandosi in questo caso solo di elementi vetrati. È sufficiente quindi ora una sola tabella che raccoglie le  $u_j$  per alcuni valori di  $M_p$ , sui quali poi fare l'interpolazione lineare.

tabella IV - funzioni di trasferimento  $u_j$  del carico termico radiativo per diversi valori della massa efficace primaria  $M_p$  dell'ambiente (in  $\text{kg/m}^2$ )

$M_p$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
$\leq 5$	0,582	0,241	0,102	0,043	0,018	0,008	0,003	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
15	0,380	0,288	0,146	0,084	0,061	0,039	0,025	0,016	0,011	0,007	0,005	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
25	0,281	0,191	0,141	0,104	0,077	0,058	0,043	0,032	0,024	0,018	0,013	0,010	0,007	0,006	0,004	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,000
40	0,187	0,151	0,122	0,099	0,081	0,066	0,054	0,044	0,036	0,030	0,025	0,020	0,017	0,014	0,011	0,009	0,008	0,006	0,005	0,004	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002
60	0,138	0,119	0,102	0,088	0,077	0,066	0,058	0,050	0,044	0,038	0,033	0,029	0,025	0,022	0,019	0,017	0,014	0,013	0,011	0,010	0,008	0,007	0,006	0,006	0,006	0,006
90	0,105	0,094	0,085	0,076	0,069	0,063	0,057	0,051	0,047	0,042	0,038	0,035	0,032	0,029	0,026	0,024	0,022	0,020	0,018	0,016	0,015	0,014	0,012	0,011	0,011	0,011
120	0,088	0,081	0,075	0,069	0,064	0,059	0,055	0,051	0,047	0,044	0,041	0,038	0,035	0,033	0,030	0,028	0,026	0,024	0,023	0,021	0,020	0,018	0,017	0,016	0,016	0,016
$\geq 150$	0,078	0,073	0,068	0,064	0,060	0,056	0,053	0,050	0,047	0,044	0,042	0,039	0,037	0,035	0,033	0,031	0,029	0,027	0,026	0,024	0,023	0,022	0,020	0,019	0,019	0,019

Analogamente al caso precedente, ottenuta dalla tabella sopra la funzione di trasferimento  $u_j'$  per  $B_s=1$ , occorre correggerla nel modo seguente per ambienti con  $B_s$  generico:

$$u_1 = u_1'$$

$$u_j = B_s \cdot u_j' + (1 - B_s) \cdot \frac{(1 - u_1')}{23}$$

con  $j=2, \dots, 24$ .



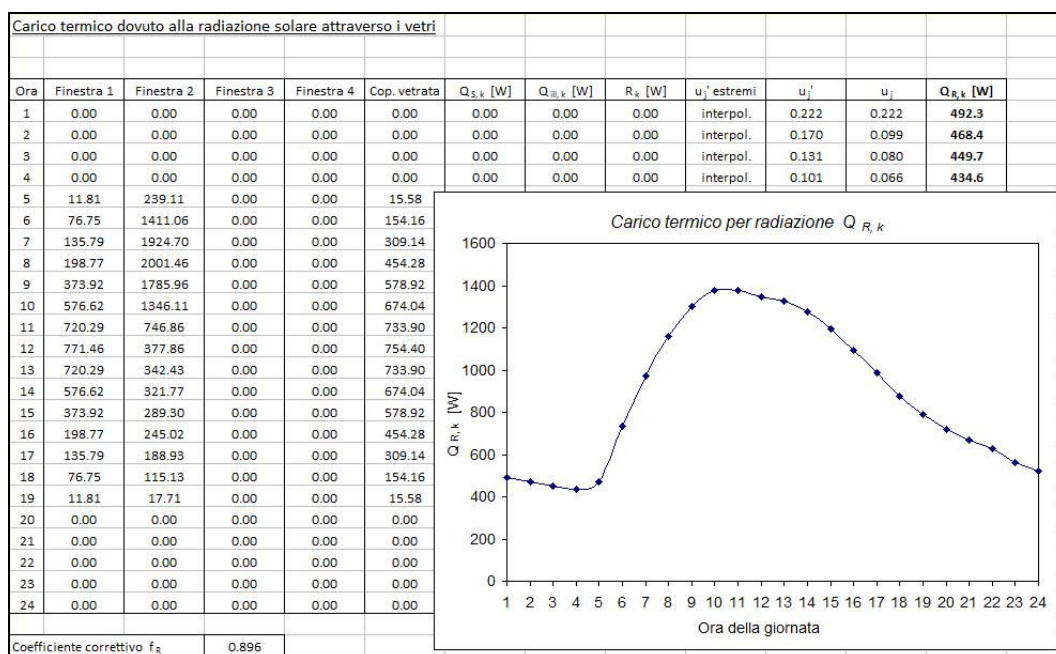


Figura 4.2 – Foglio di calcolo del carico termico per radiazione.

### 4.1.3 APPORTI ISTANTANEI AL CARICO TERMICO

I fenomeni di trasmissione del calore all'interno del locale finora considerati agiscono sul carico termico tenendo conto dell'inerzia termica delle strutture, e perciò sono stati valutati avvalendosi del metodo delle funzioni di trasferimento.

Rimangono ora da considerare tutti quei contributi che invece vengono apportati istantaneamente e per i quali non è necessario l'ausilio del metodo suddetto.

#### - RADIAZIONE SOLARE ASSORBITA DALLE SUPERFICI VETRATE

Per prima cosa reintroduciamo quell'eventuale frazione di energia solare che era stata inizialmente sottratta al termine radiativo, in quanto assorbita dal vetro poi direttamente ceduta all'aria interna per convezione, data la trascurabile capacità termica delle superfici vetrate.

$$Q_{CV,k} = \sum_{i=1}^v (C_C \cdot f_{S,k} \cdot A \cdot I_{V,k})_i$$

Questo contributo (che si potrebbe anche annoverare tra i carichi termici per trasmissione, sebbene sia causato dalla radiazione solare) risulta trascurabile per la maggior parte delle finestre comunemente installate; tuttavia esso diventa significativo nel caso di vetrate scure, o comunque che presentano un coefficiente di assorbimento non più trascurabile, oppure in presenza di tendaggi interni particolarmente pesanti.

#### - VENTILAZIONE DELL'AMBIENTE

Il secondo termine istantaneo considerato è quello dovuto alle portate d'aria che attraversano il locale. Tralasciando, come già specificato, la presenza di locali adiacenti a temperatura diversa sia da quella di progetto  $T_A$  sia da quella esterna  $T_{E,k}$ , tale contributo può essere espresso come segue:

$$Q_{VS,k} = \left( \frac{V \cdot n_k}{3600} \right) \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{E,k} - T_A)$$

in cui  $V$  è il volume dell'ambiente, mentre  $\rho_a = 1,177 \text{ kg/m}^3$  è la densità dell'aria e  $c_{pa} = 1005 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  il suo calore specifico a pressione costante (dati forniti dalla norma *UNI 10375*). Il parametro  $n_k$  altri non è che il dato di input descritto nel paragrafo 2.5 e costituisce il numero di ricambi d'aria orari che si vuole garantire nel locale all'ora  $k$ . Esso contiene al suo interno la portata d'aria da ricambiare nonché le eventuali infiltrazioni stimate per il locale.

#### - CARICHI INTERNI CONVETTIVI

Estremamente semplice risulta la valutazione dei carichi termici generati da sorgenti endogene di tipo convettivo (elettrodomestici e macchine di vario tipo). Conoscendo infatti la somma delle potenze nominali di tali apparecchi  $P_{N,k}$ , in funzione all'istante  $k$ , il contributo da essi apportato vale palesemente:

$$Q_{IC,k} = P_{N,k}$$

- CALORE EMESSO DALLE PERSONE PRESENTI NEL LOCALE

Anche le persone che affollano l'ambiente in esame contribuiscono ad innalzarne la temperatura interna; in particolare esse generano una quota parte di calore sensibile  $Q_{PS}$  ed una certa quantità di vapore (vedi paragrafo seguente), entrambe dipendenti dal tipo di attività svolta.

Come già ampiamente esposto nel paragrafo 2.5, il modello offre all'utente la possibilità di fornire in diversi modi tali dati, in funzione dei quali è possibile determinare l'apporto termico delle persone  $Q_{PS,k}$  al carico complessivo:

$$Q_{PS,k} = n_{p,k} \cdot \dot{q}_s$$

in cui  $\dot{q}_s$  è la potenza termica sensibile emessa da una persona che sta svolgendo un certo tipo di attività ad una data temperatura ambiente  $T_A$  e  $n_{p,k}$  è il numero di persone presenti nel locale all'ora considerata  $k$ .

#### 4.1.4 CARICO TERMICO SENSIBILE COMPLESSIVO

In definitiva, per quel che concerne il modello TFM, l'equazione di bilancio riportata all'inizio del paragrafo fornisce il carico termico sensibile orario complessivo, a cui l'impianto deve sopperire al generico istante  $k$ :

$$Q_{TS,k} = Q_{C,k} + Q_{R,k} + Q_{CV,k} + Q_{VS,k} + Q_{IC,k} + Q_{PS,k}$$

Si noti che il metodo fin qui descritto, esplicitamente riferito a condizioni climatiche estive, può trovare impiego, previo eventuale aggiustamento dei coefficienti  $f_C$  ed  $f_R$ , anche nell'analisi di situazioni diverse, purché la temperatura interna resti sempre costante.

Questo purtroppo è uno dei limiti del modello, non poter considerare condizioni interne variabili nell'arco della giornata; non bisogna tuttavia dimenticare lo scopo per il quale è stato creato: la valutazione di massima del consumo e dell'eventuale risparmio energetico associati ad un impianto di condizionamento che si avvale di diverse soluzioni tecnologiche presenti sul mercato. A tal fine, considerare sempre costanti le condizioni interne di progetto non degrada la qualità dello strumento creato.

## 4.2 BILANCIO DI VAPORE NEL LOCALE

Quando si vogliono analizzare anche le condizioni igrometriche presenti in un ambiente, è necessario impostare pure il bilancio delle portate di vapor d'acqua che lo interessano, al fine di verificare l'eventuale necessità di un'azione di umidificazione o deumidificazione da parte dell'impianto [14].

Considerando quindi i vari scambi di vapore e assumendo, come al solito per convenzione, positive le portate entranti e negative quelle uscenti, l'equazione di bilancio sarà la seguente:

$$\dot{m}_{v,V} + \dot{m}_{v,D} + \dot{m}_{v,I} + \dot{m}_{v,P} + \dot{m}_{v,T} = 0$$

con il relativo significato dei singoli termini:

- $\dot{m}_{v,V}$  = portata di vapor d'acqua legata alla ventilazione (che tiene conto quindi di ricambi d'aria ed infiltrazioni indesiderate);
- $\dot{m}_{v,D}$  = vapore apportato (o sottratto) all'ambiente per effetto della diffusione attraverso gli elementi strutturali; tale termine, data la sua minima influenza in estate, viene trascurato dal modello;
- $\dot{m}_{v,I}$  = quantità di vapore generata da processi interni, quali ad esempio fiamme libere, cucine, bagni...;
- $\dot{m}_{v,P}$  = vapor d'acqua emesso dalle persone che affollano l'ambiente, il quale dipende, come già detto, da temperatura e umidità interne, e tipo di attività svolta dagli occupanti;
- $\dot{m}_{v,T}$  = portata in massa di acqua che deve essere fornita (inverno) o sottratta (estate) all'aria interna, ad opera dell'impianto.

Tale bilancio sulla massa di vapore può essere facilmente trasformato in un bilancio di potenza termica, semplicemente moltiplicando ciascun termine per il calore latente di vaporizzazione dell'acqua  $r_{H_2O} = 2,5 \cdot 10^6$  J/kg.

Quindi, considerando sempre la potenza termica latente in luogo alle portate di vapore in gioco, i contributi che concorrono alla determinazione del carico termico latente complessivo del locale, al quale poi l'impianto dovrà far fronte, sono sostanzialmente tre:

- CONTRIBUTO DOVUTO ALLA VENTILAZIONE DELL'AMBIENTE

Data la differenza di titolo che intercorre tra l'aria esterna e quella all'interno del locale ( $x_{E,k} - x_A$ ), la ventilazione porta sempre con sé una certa quantità di vapore, esprimibile, in termini di calore latente, come:

$$Q_{VL,k} = \left( \frac{V \cdot n_k}{3600} \right) \cdot \rho_a \cdot r_{H_2O} \cdot (x_{E,k} - x_A)$$

Normalmente in estate, date le elevate temperature, l'umidità assoluta dell'aria esterna è superiore a quella che si ha all'interno, per cui tale flusso termico risulta entrante nell'edificio, e quindi positivo.

- POTENZA TERMICA LATENTE GENERATA DA PROCESSI INTERNI

Data  $\dot{m}_{vI,k}$  la portata in massa di vapore generato da tutti i processi endogeni in atto all'ora  $k$ , espressa in  $kg/s$ , la potenza termica latente ad essi associata sarà data da:

$$Q_{IL,k} = \dot{m}_{vI,k} \cdot r_{H_2O}$$

- CALORE LATENTE EMESSO DALLE PERSONE

Come anticipato prima, anche le persone presenti nel locale rilasciano nell'aria una certa quantità di vapore, la quale contribuisce, in alcuni casi anche in modo preponderante, al carico termico latente.

$$Q_{PL,k} = n_{P,k} \cdot \dot{q}_L$$

- CARICO TERMICO LATENTE COMPLESSIVO

Sommando tutti i contributi menzionati sopra si perviene al carico latente totale che interessa l'ambiente da climatizzare:

$$Q_{TL,k} = Q_{VL,k} + Q_{IL,k} + Q_{PL,k}$$

Nel modello è stata vagliata anche la possibilità di non considerare in alcun modo il carico latente, per esempio nel caso di un impianto che non abbia alcun controllo sull'umidità dell'aria trattata; per scegliere questa opzione basta lasciare vuoto, nel foglio "Dati", il campo relativo al grado igrometrico interno di progetto. Ovviamente, in questo caso, le

potenzialità del modello vengono fortemente limitate e l'analisi purtroppo termina qui.

Carico termico complessivo															
Ora	Potenza termica sensibile						Potenza termica latente			Rinfrescamento notturno			Q <sub>T5,k</sub> [W]	Q <sub>T1,k</sub> [W]	Q <sub>TOT,k</sub> [W]
	Q <sub>C,k</sub> [W]	Q <sub>S,k</sub> [W]	Q <sub>CV,k</sub> [W]	Q <sub>V5,k</sub> [W]	Q <sub>IC,k</sub> [W]	Q <sub>IS,k</sub> [W]	Q <sub>VL,k</sub> [W]	Q <sub>LL,k</sub> [W]	Q <sub>FL,k</sub> [W]	Q <sub>SN5,k</sub> [W]	Q <sub>SN1,k</sub> [W]	Q <sub>SN3,k</sub> [W]			
1	412.4	555.8	0.0	-233.7	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-935.0	872.2	-62.7	-200.6	1090.3	889.7
2	383.9	531.4	0.0	-262.1	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1048.5	872.2	-176.3	-395.3	1090.3	695.0
3	355.1	511.4	0.0	-284.8	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1139.4	872.2	-267.1	-557.8	1090.3	532.5
4	326.5	494.8	0.0	-301.9	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1207.5	872.2	-335.3	-688.1	1090.3	402.1
5	304.4	510.9	0.0	-307.6	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1230.2	872.2	-358.0	-722.4	1090.3	367.9
6	313.1	713.2	0.0	-296.2	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1184.8	872.2	-312.6	-454.8	1090.3	635.5
7	328.5	899.3	0.0	-267.8	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-1071.2	872.2	-199.0	-111.3	1090.3	979.0
8	345.8	1046.4	0.0	-216.7	155.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-866.8	872.2	5.4	463.7	1090.3	1554.0
9	363.9	1159.1	0.0	-142.9	155.0	260.0	218.1	0.0	328.0	0.0	0.0	0.0	1795.1	546.1	2341.1
10	382.1	1225.3	0.0	-57.7	155.0	260.0	218.1	0.0	328.0	0.0	0.0	0.0	1964.7	546.1	2510.7
11	401.8	1231.1	0.0	38.8	155.0	260.0	218.1	347.2	328.0	0.0	0.0	0.0	2086.7	893.3	2980.0
12	420.2	1217.8	0.0	129.6	155.0	260.0	218.1	347.2	328.0	0.0	0.0	0.0	2182.6	893.3	3075.9
13	447.1	1210.4	0.0	197.8	155.0	260.0	218.1	347.2	328.0	0.0	0.0	0.0	2270.3	893.3	3163.6
14	477.0	1179.5	0.0	243.2	155.0	260.0	218.1	347.2	328.0	0.0	0.0	0.0	2314.7	893.3	3207.9
15	504.8	1121.7	0.0	260.2	155.0	260.0	218.1	0.0	328.0	0.0	0.0	0.0	2301.7	546.1	2847.8
16	526.0	1047.2	0.0	243.2	155.0	260.0	218.1	0.0	328.0	0.0	0.0	0.0	2231.3	546.1	2777.4
17	539.1	968.9	0.0	203.5	155.0	260.0	218.1	0.0	328.0	0.0	0.0	0.0	2126.4	546.1	2672.5
18	542.0	879.8	0.0	141.0	155.0	0.0	218.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1717.8	218.1	1935.9
19	535.5	812.9	0.0	67.2	155.0	0.0	218.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1570.6	218.1	1788.7
20	522.6	758.4	0.0	-6.6	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1274.5	218.1	1492.5
21	506.4	715.9	0.0	-69.1	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1153.3	218.1	1371.3
22	486.0	681.3	0.0	-125.9	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1041.4	218.1	1259.4
23	463.0	621.1	0.0	-171.3	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-685.1	872.2	187.1	227.7	1090.3	1318.0
24	438.5	585.2	0.0	-205.3	0.0	0.0	218.1	0.0	0.0	-821.4	872.2	50.8	-3.0	1090.3	1087.3

Densità dell'aria $\rho_a$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.177	UNI	
Calore specifico a pressione costante dell'aria $c_{pa}$ [J/kg K]	1005	10375	
Calore latente di vaporizzazione dell'acqua $r$ [kJ/kg]	2500		
Titolo dell'aria interna $x_a$ [kg <sub>H2O</sub> /kg <sub>aria</sub> ]	0.0108		

Figura 4.3 – Foglio di calcolo del carico termico complessivo per l'ambiente in esame.

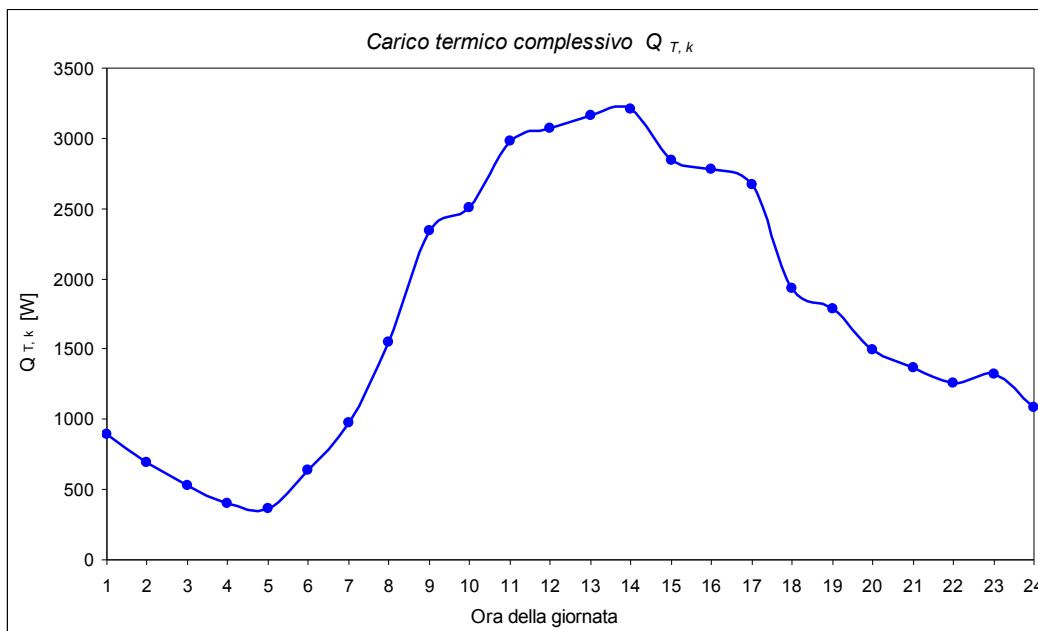


Figura 4.4 – Esempio di andamento giornaliero del carico termico complessivo fornito dal modello TFM

### 4.3 RAFFRESCAMENTO NOTTURNO

Come già accennato nel paragrafo 2.5, il modello prevede la possibilità di valutare l'applicazione di un semplicissimo espediente per rinfrescare l'ambiente senza alcun dispendio di energia: l'apertura delle finestre durante le ore più fresche della giornata, tipicamente di notte.

Infatti, quando la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di quella interna di progetto, è possibile, attraverso un incremento di ventilazione naturale (ottenuto appunto aprendo il più possibile le finestre), giungere ad un'attenuazione del carico termico sensibile a cui è sottoposto l'ambiente.

Se però, com'è consueto fare, si desidera controllare anche l'umidità che si ha all'interno del locale, occorre stimare pure il calore latente che l'incremento di ventilazione porta con sé. Come si è già osservato, infatti, durante il periodo estivo, di norma, l'umidità dell'aria esterna è sempre maggiore di quella che si vorrebbe all'interno del locale, quindi un aumento di ventilazione, seppure durante le ore notturne quando la temperatura è più bassa, comporta comunque un incremento di umidità all'interno e quindi un apporto positivo di carico termico latente.

In prima approssimazione quindi, per valutare l'efficacia della soluzione, occorrerà andare a verificare che la somma di carico sensibile (negativo durante la notte) e di carico latente (quasi sempre positivo in estate) sia minore di zero per ogni ora in cui si tengono aperte le finestre; solo in questo caso infatti la tecnica di raffrescamento risulterà ottimizzata, andando sempre a sottrarre calore dall'ambiente per tutta la durata di applicazione.

C'è però da osservare che, anche se per qualche ora il carico totale indotto dall'apertura delle finestre risultasse positivo, la tecnica rimarrebbe comunque efficace, fintanto che la somma di tutti i contributi orari si mantiene inferiore a zero; in questo caso il raffrescamento non sarà ottimizzato, ma non risulterà neanche completamente sconveniente.

È importante precisare che, sotto la voce "*Raffrescamento notturno*" nel foglio "*Carichi termici*", sono compresi i contributi  $Q_{RN}$  dovuti

solamente all'incremento di portata di ventilazione durante la notte, rispetto al valore di progetto che si ha durante il giorno.

Ad esempio, se si impone un numero di ricambi d'aria orari pari a 1 in condizioni normali di progetto, e quando vengono aperte le finestre questo valore passa a 5, sotto la voce "Raffrescamento notturno" verranno conteggiati i flussi termici relativi a  $(5-1)=4$  ricambi orari.

Questo accorgimento è necessario in quanto il contributo di ventilazione standard è già stato valutato in precedenza e andarlo a conteggiare di nuovo produrrebbe un errore sul carico termico totale; inoltre, in questo modo, risultano più evidenti gli effetti provocati dall'apertura delle finestre rispetto al caso in cui ciò non venga fatto.

In definitiva, i contributi termici sensibili e latenti legati al raffrescamento notturno risultano:

$$Q_{RNS,k} = \left[ \frac{V \cdot (n_{RN,k} - n_k)}{3600} \right] \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{E,k} - T_A)$$

$$Q_{RNL,k} = \left[ \frac{V \cdot (n_{RN,k} - n_k)}{3600} \right] \cdot \rho_a \cdot r_{H_2O} \cdot (x_{E,k} - x_A)$$

in cui  $n_{RN,k}$  è il numero di ricambi d'aria orari che si verificano a seguito dell'apertura delle finestre. Tale parametro dipende dall'area delle finestre aperte e dalla loro posizione sulle facciate dell'edificio, e la sua determinazione è spiegata nell'appendice A della norma *UNI 10375*.

L'ultima osservazione riguardo a questa soluzione è che, come accennato a inizio paragrafo, si tratta di una tecnica estremamente semplice e grezza, che si è ritenuto opportuno implementare nel modello soltanto per completezza.

Tuttavia, ancora una volta, la sua applicazione limita notevolmente le potenzialità del modello, in quanto, com'è facile intuire, implica, per forza di cose, lo spegnimento dell'impianto di condizionamento. Questo comporterebbe naturalmente una variazione della temperatura interna nel locale, e quindi il fallimento del metodo di stima dei carichi termici, che,



come abbiamo detto, si mantiene valido soltanto sotto l'ipotesi di  $T_A$  costante.

Quindi, come nel caso del mancato controllo dell'umidità interna, se si sceglie di utilizzare per l'utenza questa semplice soluzione, lo studio del problema si ferma qui.

Diciamo che una scelta del genere sarebbe consigliata, per esempio, nel caso di un'abitazione privata, in cui, per ovvie ragioni, non verrebbe mai installata un'unità di trattamento dell'aria per climatizzare il locale. In questo caso, durante le ore diurne si potrebbe pensare di avvalersi di un semplice condizionatore ad espansione diretta per abbattere il carico sensibile, e la sera aprire le finestre per sfruttare l'aria esterna più fresca. L'evoluzione tecnologica di questa semplice soluzione è la cosiddetta tecnica di *free-cooling*, che lascia all'unità di trattamento dell'aria il compito di decidere quando e come sfruttare le favorevoli condizioni esterne per rinfrescare gratuitamente l'ambiente. Di questa tecnica si parlerà dettagliatamente nel paragrafo 5.4.

## IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

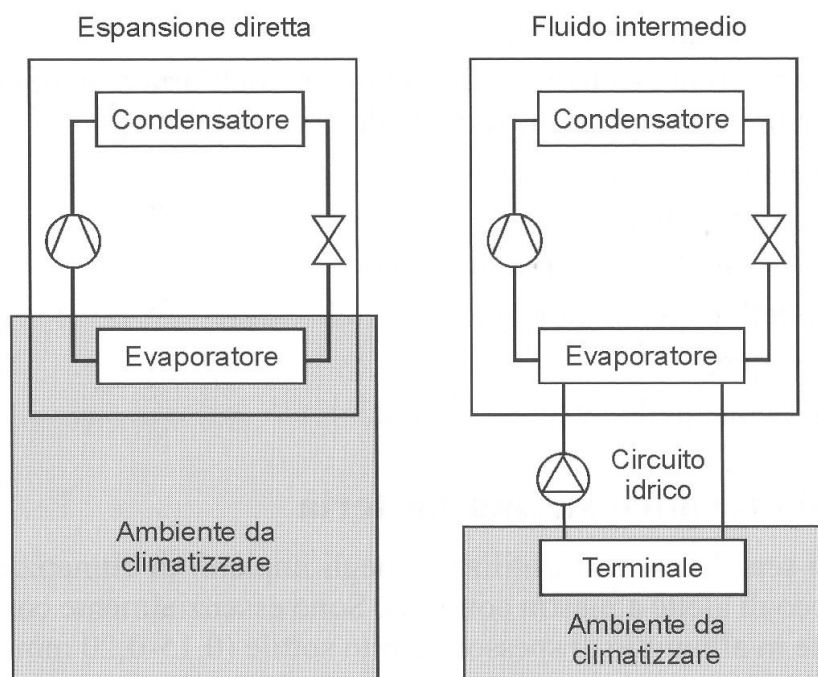
Terminata la parte relativa alla determinazione dei carichi termici, occorre dimensionare l'impianto che vi dovrà far fronte.

Data la vasta gamma di impianti presenti sul mercato, per il modello TFM sarà indispensabile sceglierne un tipo in particolare, per non complicare eccessivamente il lavoro.

Una scelta ponderata può essere fatta soltanto conoscendo le caratteristiche delle varie tipologie impiantistiche, ed optando per quella che più si adatta agli scopi del modello.

### 5.1 TIPOLOGIE D'IMPIANTO

Esistono diverse tipologie di impianti per la climatizzazione estiva, che si possono in primo luogo suddividere in due grandi classi: ad espansione diretta e a fluido intermedio [21]. Ovviamente entrambe, per rinfrescare l'aria nell'ambiente (estate), sono accomunate dalla presenza di un circuito frigorifero, che ha il compito di produrre la potenza termica fredda.



*Figura 5.1 - Impianto ad espansione diretta o a fluido intermedio (funzionamento estivo).*

Come si vede in *figura 5.1*, negli impianti ad espansione diretta, l'aria viene trattata direttamente dall'evaporatore del gruppo frigorifero, e quindi il loro comportamento non risulta autonomo, bensì strettamente vincolato dalle prestazioni del circuito. Questa dipendenza, invece, non si presenta nel caso di impianti a fluido intermedio, in quanto la batteria di trattamento dell'aria viene alimentata da acqua refrigerata, prodotta dal gruppo frigorifero e mantenuta a temperatura costante (o comunque controllata).

Nel modello TFM si è preferito pertanto optare per sistemi del secondo tipo, in modo da avere sempre prestazioni indipendenti da quelle del gruppo frigorifero a monte.

Questa grande classe di impianti si può poi suddividere in tre categorie, in base a quale fluido venga utilizzato per trasferire l'energia termica dal luogo in cui viene prodotta ai singoli locali da climatizzare.

## - IMPIANTI AD ACQUA

Negli impianti ad acqua il trattamento dell'aria viene effettuato da terminali posti all'interno di ogni singolo ambiente, alimentati, appunto, ad acqua refrigerata (o riscaldata, in inverno), prodotta da uno o più gruppi frigoriferi (o generatori di calore) e distribuita mediante un circuito idraulico.

Questo tipo di impianti è sprovvisto di rinnovo di aria esterna e viene generalmente utilizzato nel condizionamento di ambienti abitativi, in cui, per il ricambio dell'aria, ci si affida alle infiltrazioni. Più raramente questi impianti vengono utilizzati con presa d'aria esterna, anche se in alcuni paesi (prima tra tutti la Francia) essi vengono affiancati a sistemi autonomi di ventilazione naturale o forzata.

Le prestazioni del terminale ad acqua (*fan-coil*, *ventilconvettori da parete*, *cassette da soffitto* o *condizionatori ad armadio*) nel condizionamento estivo sono fortemente influenzate dalla portata d'aria e dalle temperature di ingresso ed uscita dell'acqua. Inoltre, soprattutto in inverno, risulta molto difficile il controllo del carico latente.

Esistono poi impianti ad acqua a due tubi oppure a quattro tubi, con la differenza che questi ultimi riescono a climatizzare locali diversi con regolazione autonoma l'uno dall'altro, anche con carichi termici di segno opposto.

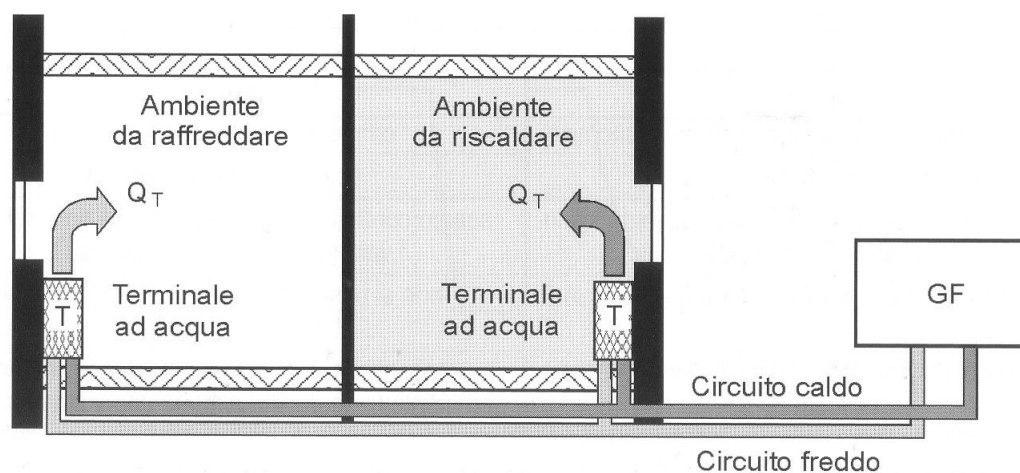


Figura 5.2 - Impianto ad acqua a quattro tubi.

## - IMPIANTI A TUTT'ARIA

Quando il terminale di trattamento è remotizzato rispetto all'ambiente da climatizzare, l'impianto viene chiamato ad aria, perché il fluido vettore dell'energia termica è appunto l'aria.

In questi impianti l'aria da immettere nei locali viene condizionata dall'unità di trattamento dell'aria (UTA), posizionata in prossimità dei gruppi frigoriferi e/o generatori di calore che la servono, nella cosiddetta centrale termica. In seguito quest'aria viene distribuita ai singoli ambienti attraverso un impianto di canalizzazioni aerauliche.

Anche in questo caso si individuano diverse sottocategorie:

a) *Impianti per singola zona*: rappresentano la configurazione più semplice che si può riscontrare negli impianti a tutt'aria. Vengono utilizzati in ambienti con elevati volumi e con importante presenza di persone (sale conferenza, cinema e teatri, palazzetti dello sport, centri commerciali...).

L'UTA, collegata alla centrale termica tramite circuiti idraulici freddi e caldi, provvede al trattamento centralizzato dell'aria, che viene poi distribuita attraverso una rete di canali di mandata e ripresa.

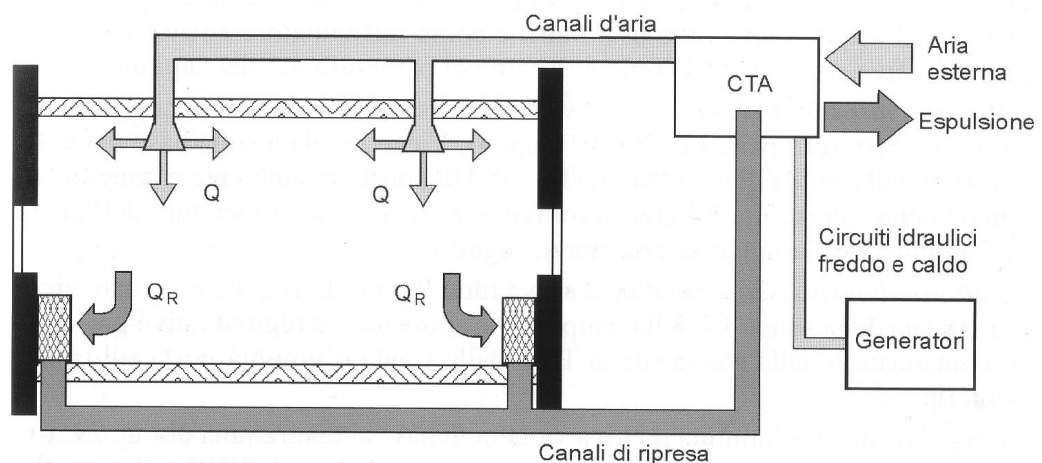


Figura 5.3 - Impianto a tutt'aria per singola zona.

L'impianto può essere a portata d'aria costante oppure variabile, con differenze costruttive abbastanza limitate, che riguardano quasi esclusivamente la logica di regolazione.

Questo tipo di impianto permette lo sfruttamento del free-cooling e l'utilizzo di tutti i sistemi di recupero termico presenti sul mercato, e consente le migliori prestazioni di comfort, sia in termini di controllo delle condizioni climatiche microambientali, che di qualità dell'aria. Per contro questi impianti hanno la grossa limitazione di poter essere applicati soltanto per il condizionamento di un singolo ambiente.

- b) *Impianti multizona*: sono i più diffusi, in quanto molto spesso si ha la necessità di climatizzare, con lo stesso impianto, ambienti diversi, con diversi carichi termici. Presentano configurazioni di complessità e costo proporzionali ai livelli di comfort e qualità dell'aria che si desiderano ottenere in ciascun locale; infatti, nel caso di più zone da climatizzare, il problema della corretta neutralizzazione dei diversi carichi termici e la contemporanea gestione delle quantità d'aria di rinnovo in ogni zona, fa sì che le condizioni di benessere non risultino sempre ottimali in ciascun locale dell'edificio.

Si individuano, in ordine crescente di prestazioni fornite:

- impianti multizona senza regolazione per singolo locale;
- impianti con post-riscaldamento di zona;
- impianti a doppio canale;
- impianti con pretrattamento dell'aria primaria (di rinnovo);

ciascuna classe nella sua versione a portata d'aria costante o a portata variabile, per migliorarne la regolazione.

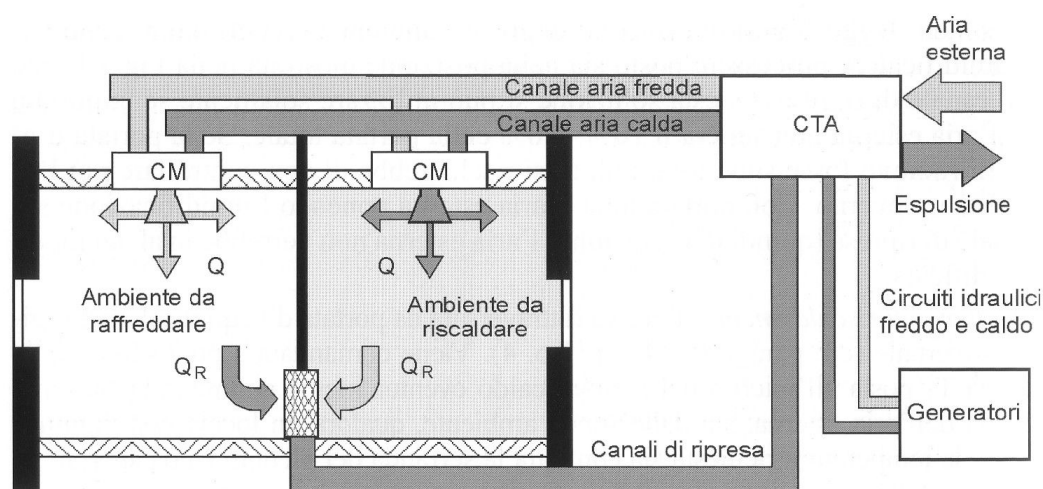


Figura 5.4 - Impianto a tutt'aria multizona a doppio canale.

L'unità di trattamento dell'aria è sostanzialmente composta sempre dagli stessi elementi presenti nelle UTA di impianti per singolo ambiente, magari situati in posizioni diverse o in numero maggiore a seconda delle zone da climatizzare. Essendo le differenze tra questi impianti e quelli descritti in precedenza sostanzialmente legate "soltanto" alla regolazione nelle singole zone, e per i motivi spiegati nel seguito, si evita di entrare nei particolari in quanto ciò esula dallo scopo della tesi.

#### - IMPIANTI MISTI

Esistono poi impianti ibridi, detti misti, in cui convivono assieme entrambe le tipologie d'impianto sopra descritte. In questa categoria di sistemi, infatti, l'aria di rinnovo, detta aria primaria, viene distribuita dalla rete aeraulica, a partire da una centrale di trattamento installata esternamente rispetto al locale da climatizzare; ai terminali viene invece affidato il compito di contrastare i carichi termici di ogni singolo ambiente.

In questo modo viene risolto abbastanza facilmente il problema suddetto del contemporaneo adempimento da parte dell'impianto ai diversi carichi termici e alle necessarie portate dell'aria di rinnovo nei singoli ambienti; tutto ciò, ovviamente, a fronte di una maggiore complicazione impiantistica.

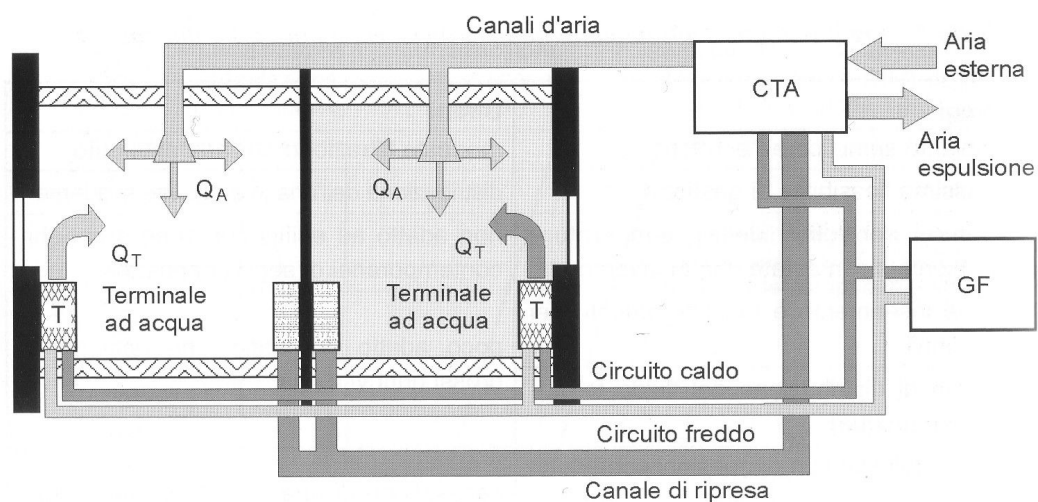


Figura 5.5 - Impianto misto ad aria primaria con fan-coil a quattro tubi.

Come nel caso degli impianti ad acqua, si individuano, per questa categoria, sistemi ad aria primaria con fan-coil a due tubi (più semplici e meno costosi) oppure impianti ad aria primaria e fan-coil a quattro tubi, in grado di soddisfare contemporaneamente locali con carichi termici contrapposti.

Dopo questa carrellata degli impianti di climatizzazione disponibili sul mercato, come anticipato, si rivela indispensabile individuarne una particolare categoria da implementare nel modello TFM.

Lasciare infatti all'utente la scelta su quale tipologia d'impianto installare, comporterebbe una complicazione eccessiva del modello, con il rischio, tra l'altro, di perder di vista quello che è il suo obiettivo primario.

Si ricorda, a tal proposito, che l'intento è quello di valutare l'applicabilità e l'efficacia di sistemi di risparmio energetico, quali ad esempio il free-cooling e i vari recuperi termici, quantificando la loro influenza sul fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva.

Per questo motivo nel modello TFM si è deciso di implementare, come sistema di climatizzazione, un impianto a tutt'aria per singola zona, dal momento che, come già detto, su di esso si possono applicare tutte le soluzioni di risparmio energetico più comuni.

Questa scelta, teoricamente, trova accordo anche con il metodo utilizzato per determinare i carichi termici, dal momento che, come abbiamo detto, esso riesce a prendere in considerazione solo un locale per volta.

Diciamo che si può supporre che il locale studiato, anche se condivide lo stesso edificio con altri ambienti, venga condizionato da un'unità di trattamento dell'aria indipendente.

Ovviamente questa ipotesi non risulta affatto realistica per edifici che presentano molti locali di piccole dimensioni: si tratta di una grossa semplificazione atta soltanto al conseguimento degli obiettivi prefissi dal modello. Con questa scelta, infatti, si riducono al minimo tutti i problemi di regolazione che si presentano negli impianti multizona, con la possibilità di concentrarsi maggiormente su free-cooling e recuperi vari.



## 5.2 IL DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Prima di focalizzare l'attenzione sulla struttura dell'unità di trattamento dell'aria, è necessario spendere due parole per il basilare strumento che ci consentirà di capirne il funzionamento: il diagramma psicrometrico.

Tutte le grandezze caratteristiche dell'aria umida possono essere rappresentate su un unico grafico, chiamato appunto diagramma psicrometrico. Di questo ne esistono diversi tipi: il *diagramma di Mollier* e il *diagramma ASHRAE* sono i più noti, ma è quest'ultimo quello più usato a scopi pratici.

Si è rivelato quindi indispensabile costruire nel modello TFM un diagramma *ASHRAE* elettronico, in modo da potervi rappresentare sopra tutti gli stati che può assumere l'aria, sia nelle condizioni esterne ed interne di progetto, dipendenti quindi dai dati di input del modello, sia nel sottoporla ai vari trattamenti necessari da parte dell'UTA.

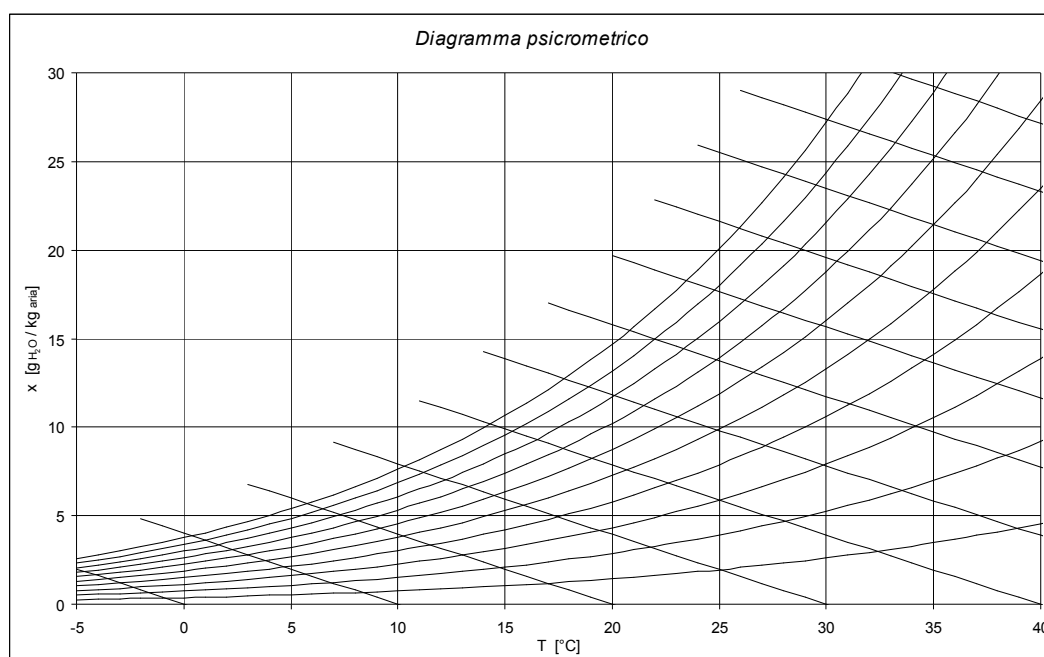


Figura 5.6 - Il diagramma psicrometrico nella versione ASHRAE.

Il grafico presenta, in ascissa, la temperatura a bulbo secco della miscela aria-vapor d'acqua, e in ordinata il suo titolo, espresso in  $\text{g}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{kg}_{\text{aria}}$ .

Risulta pertanto chiaro che le curve a temperatura costante (isoterme) e a umidità assoluta costante (isotitolo) saranno delle rette rispettivamente verticali ed orizzontali.

Vengono poi rappresentate sul diagramma delle curve che, a partire dal basso (aria secca), presentano un'impennata sempre crescente: sono le curve a grado igrometrico costante, le quali terminano con la cosiddetta curva di saturazione. Quest'ultima riunisce tutti i punti nei quali il contenuto d'acqua è tale da provocare appunto la saturazione ( $\varphi=1$ ,  $UR=100\%$ ), e chiude superiormente il diagramma, separandolo dalla zona delle nebbie.

È interessante osservare, dall'andamento di questa curva, come la quantità d'acqua miscibile nell'aria secca, cresca all'aumentare della sua temperatura.

Vengono tracciate inoltre delle curve ad entalpia costante (isoentalpiche), che si presentano sul grafico come delle rette inclinate con pendenza negativa. Con buona approssimazione tali rette coincidono anche con le curve a temperatura a bulbo umido costante.

Infine, nel diagramma ASHRAE originale, sarebbero presenti anche le rette a volume specifico costante, ma dal momento che non si sono rivelate necessarie per il modello, non sono state rappresentate per non creare troppa confusione sul grafico. Esse comunque si presenterebbero come rette inclinate, sempre con pendenza negativa ma maggiore rispetto alle isoentalpiche.

Nel modello TFM è stato dedicato un foglio di lavoro per la costruzione del diagramma psicrometrico elettronico, rappresentato in *figura 5.7*.

In questo foglio, chiamato "*Psicro*", viene definita innanzitutto una scala di temperatura da  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $50^{\circ}\text{C}$ , poi, per ogni suo valore, vengono calcolati i valori di titolo relativi a ciascuna curva ad umidità relativa costante, avvalendosi della seguente relazione:

$$x = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{SAT}(T_{bs})}{P_{TOT} - \varphi \cdot P_{SAT}(T_{bs})} \times 10^3 \quad \left[ \frac{\text{g}_{H_2O}}{\text{kg}_{aria}} \right]$$

in cui la pressione di saturazione ad una data temperatura a bulbo secco  $T_{bs}$  vale:

$$P_{SAT}(T_{bs}) = e^{\frac{16.6536 - 4030.183}{T_{bs}[^{\circ}C] + 235}} \quad [Pa]$$

mentre quella totale  $P_{TOT}$  è data dalla nota relazione:

$$P_{TOT} = P_{atm}(s.l.m.) - \rho_{aria} \cdot g \cdot z = 101325 - 1.177 \cdot 9.807 \cdot z \quad [Pa]$$

Il valore del grado igrometrico  $\phi$  viene fissato a valori prestabiliti (da 0 a 1 con passo di 0.1) in modo da ottenere così le dieci linee ad umidità relativa costante cercate (l'ultima è la curva di saturazione).

Da notare che la forma del diagramma psicrometrico dipende dal valore di pressione in cui si trova la miscela aria-acqua, e quindi, nel nostro caso, dall'altitudine in cui è situato il comune di appartenenza dell'edificio in esame. Essendo questo diagramma costruito in formato elettronico, la sua costruzione viene riferita automaticamente all'altitudine fornita nei dati di ingresso, ma di norma, per i calcoli manuali, occorrerebbe un diagramma psicrometrico specifico per ogni altezza sopra il livello del mare.

La seconda parte di questo foglio vede la determinazione delle rette ad entalpia costante, per le quali si è fatto uso della relazione:

$$x = \frac{J - T_{bs}}{2500 + 1.9 \cdot T_{bs}} \times 10^3 \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

in cui, come prima, l'entalpia  $J$  è stata fissata a valori prestabiliti (0, 10, 20, ..., 120 kJ/kg), al fine di individuare le isoentalpiche desiderate.

Dati termodinamici per la costruzione del diagramma psicrometrico																
		Curve ad umidità relative costante ( $\phi = \text{costante}$ )														
$T_{bs}$ [°C]	$P_{SAT}$ [Pa]	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	$T_{bs}$ [°C]	0	10	20	30
-5	419.40	0.258	0.515	0.773	1.032	1.290	1.549	1.807	2.066	2.326	2.585	-5	2.008			
-4	452.45	0.278	0.556	0.834	1.113	1.392	1.671	1.950	2.230	2.510	2.790	-4	1.605			
-3	487.79	0.300	0.599	0.900	1.200	1.501	1.802	2.103	2.405	2.707	3.009	-3	1.203			
-2	525.54	0.323	0.646	0.969	1.293	1.617	1.942	2.267	2.592	2.917	3.243	-2	0.801	4.807		
-1	565.86	0.348	0.696	1.044	1.393	1.742	2.091	2.441	2.791	3.142	3.493	-1	0.400	4.403		
0	608.89	0.374	0.748	1.123	1.499	1.875	2.251	2.627	3.005	3.382	3.760	0	0.000	4.000		
1	654.79	0.402	0.805	1.208	1.612	2.016	2.421	2.826	3.232	3.639	4.046	1	-0.400	3.597		
2	703.71	0.432	0.865	1.299	1.733	2.167	2.603	3.039	3.475	3.912	4.350	2	-0.799	3.195		
3	755.83	0.464	0.929	1.395	1.861	2.329	2.796	3.265	3.734	4.204	4.675	3	-1.197	2.794	6.785	
4	811.32	0.498	0.998	1.498	1.999	2.500	3.003	3.506	4.010	4.515	5.021	4	-1.595	2.393	6.381	
5	870.38	0.535	1.070	1.607	2.145	2.683	3.222	3.763	4.304	4.846	5.389	5	-1.992	1.992	5.977	
6	933.19	0.573	1.148	1.723	2.300	2.878	3.456	4.036	4.617	5.199	5.782	6	-2.389	1.593	5.575	
7	999.95	0.614	1.230	1.847	2.465	3.084	3.705	4.327	4.950	5.574	6.200	7	-2.785	1.194	5.172	9.151
8	1070.88	0.658	1.318	1.978	2.641	3.304	3.969	4.636	5.304	5.973	6.644	8	-3.181	0.795	4.771	8.747
9	1146.21	0.704	1.410	2.118	2.827	3.538	4.251	4.965	5.680	6.398	7.117	9	-3.576	0.397	4.370	8.343
10	1226.14	0.754	1.509	2.266	3.025	3.786	4.549	5.314	6.080	6.849	7.619	10	-3.970	0.000	3.970	7.940
11	1310.94	0.806	1.614	2.424	3.236	4.050	4.866	5.685	6.505	7.328	8.153	11	-4.364	-0.397	3.570	7.537
12	1400.84	0.861	1.725	2.591	3.459	4.330	5.203	6.078	6.956	7.837	8.720	12	-4.757	-0.793	3.171	7.135
13	1496.10	0.920	1.842	2.767	3.695	4.626	5.560	6.496	7.435	8.377	9.322	13	-5.149	-1.188	2.773	6.733
14	1597.00	0.982	1.967	2.955	3.946	4.941	5.938	6.939	7.943	8.950	9.960	14	-5.541	-1.583	2.375	6.333
15	1703.81	1.048	2.099	3.154	4.212	5.274	6.339	7.409	8.481	9.558	10.638	15	-5.932	-1.977	1.977	5.932

Figura 5.7 - Foglio di lavoro dedicato alla costruzione del diagramma psicrometrico elettronico.

## 5.3 L'UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA

Ricordando la scelta fatta all'inizio del paragrafo riguardo l'impianto di condizionamento, occorre ora andare a studiare nel dettaglio, con l'ausilio del diagramma psicrometrico, la macchina che fornirà l'aria climatizzata all'ambiente.

Nel gergo tecnico del settore tale macchina viene comunemente chiamata unità di trattamento dell'aria, o anche centrale di trattamento dell'aria; per semplicità in genere si utilizzano gli acronimi *UTA* o *CTA*.

Essa è costituita da diversi moduli, ognuno con un compito specifico, in grado di sottoporre l'aria a tutte le trasformazioni richieste [4]. In particolare, la macchina sarà composta da:

- ventilatore di ripresa;
- serranda di espulsione;
- serranda di presa d'aria esterna;
- camera di miscelazione;
- sezione filtrante;
- batteria di pre-riscaldamento;
- umidificatore (ad acqua o a vapore);
- batteria di raffreddamento;
- batteria di post-riscaldamento;
- ventilatore di mandata.

Ciascun elemento fa compiere all'aria una determinata trasformazione, rappresentabile, in modo univoco, mediante un segmento sul diagramma psicrometrico. Le singole trasformazioni verranno descritte più avanti, caso per caso.

Dal momento però che il modello TFM è stato pensato per il periodo di funzionamento estivo, nella macchina implementata non sarà presente la batteria di pre-riscaldamento, mentre l'umidificatore (rigorosamente ad acqua) verrà utilizzato soltanto per sfruttare il free-cooling con l'ausilio del raffreddamento adiabatico diretto (RAD).

Inoltre, dovranno essere aggiunti man mano anche altri elementi (specificati di volta in volta), al fine di poter applicare le tecniche di risparmio energetico descritte nel seguito (recuperi e by-pass).

### 5.3.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA SEMPLICE

Si tratta della configurazione più semplice in assoluto che si possa avere per l'unità di trattamento dell'aria. Essa non prevede alcuna soluzione tecnologica per il risparmio energetico e funge da riferimento per quantificare l'efficacia, in termini energetici, di tutte le varianti introdotte nel seguito.

La sua composizione è quella rappresentata in figura.

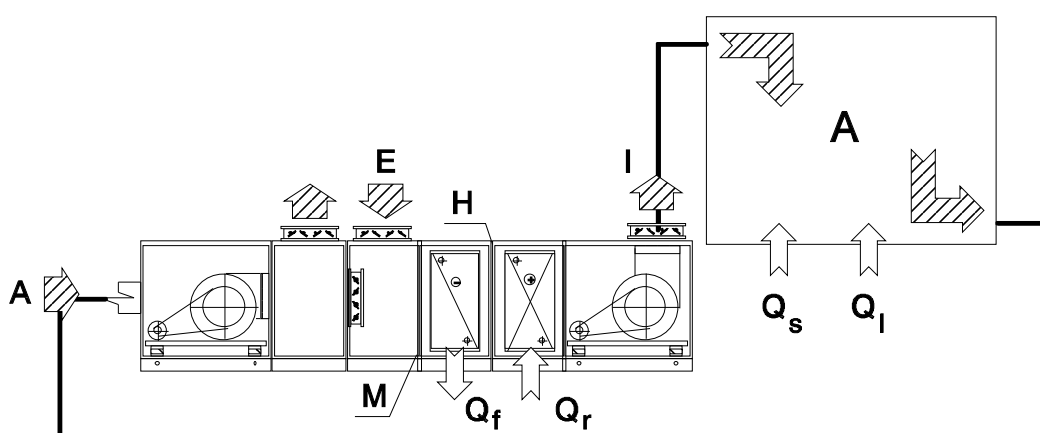


Figura 5.8 - Schema d'impianto dell'unità di trattamento dell'aria semplice.

Lo studio dell'unità di trattamento dell'aria avviene, nel modello TFM, in un nuovo foglio di lavoro, chiamato appunto "U.T.A."

La prima cosa da fare per permettere al modello di determinare tutti i parametri che caratterizzano l'UTA, semplice e non solo, è la compilazione dei campi evidenziati, come al solito, in verde.

Sono infatti necessari ora altri dati di ingresso riguardanti l'impianto, da inserire in questo foglio.

#### - TEMPERATURA DELL'ARIA DI IMMISSIONE

Per prima cosa viene richiesta la temperatura minima di immissione dell'aria. Infatti, per contrastare i carichi termici all'interno di un locale, occorre introdurre aria ad una temperatura inferiore a quella che si vorrebbe al suo interno:

$$Q_s = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_A - T_I)$$

in cui  $Q_S$  è il carico termico sensibile,  $m_a$  la portata d'aria immessa nel locale,  $c_{pa}$  il suo calore specifico a pressione costante, e  $T_A$  e  $T_I$  le temperature, rispettivamente, dell'ambiente e dell'aria immessa.

Dalla relazione appena scritta si può notare come le strade per il dimensionamento di massima dell'impianto siano due: o si fissa la temperatura di immissione  $T_I$  e si regola l'impianto variando la portata d'aria  $m_a$ , oppure si stabilisce un valore massimo di portata e si lascia libera la temperatura dell'aria immessa.

Nel modello TFM si è scelta la prima soluzione, in quanto, con l'utilizzo di moderni compressori, dotati di inverter per la regolazione del numero di giri, la variazione della portata d'aria non risulta più di difficile attuazione come un tempo, e la regolazione dell'impianto diventa decisamente più semplice.

Ovviamente ci sarà un valore di portata limite oltre il quale non è possibile andare, per non incorrere in problemi di rumorosità, sovradimensionamento dei canali o eccessive velocità di uscita dell'aria dalle bocchette di immissione. Occorrerà pertanto verificare, a conti fatti, che la portata rientri nei limiti previsti.

Sempre dalla relazione scritta sopra, è facile osservare che tanto più è bassa la temperatura dell'aria che si immette nel locale, tanto minore sarà la sua portata in massa necessaria.

Chiaramente non è possibile portare la temperatura di immissione  $T_I$  a valori troppo bassi, sia per motivi energetici che di comfort per le persone presenti. Solitamente tale parametro viene fissato sui 16°C, in modo da poter contenere la portata  $m_a$  senza arrecare fastidio agli occupanti, ma nulla vieta di impostare anche valori superiori, se le portate lo consentono.

#### - *FATTORE DI BY-PASS DELLA BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO*

In una batteria di raffreddamento ideale (composta cioè da un numero infinito di ranghi) l'aria refrigerata, giunta sulla curva di saturazione, verrebbe deumidificata a grado igrometrico unitario e uscirebbe dalla batteria in condizioni di saturazione e a titolo e temperatura inferiori di quelli in ingresso.

Tuttavia il numero di ranghi di una batteria è limitato, e questo fa sì che, per quanto piccola, una frazione della portata d'aria non entri in contatto con la superficie di scambio termico, uscendo dall'elemento non satura.

Per questo motivo viene definito, per una batteria di raffreddamento, il cosiddetto fattore di by-pass  $f_b$ , che rappresenta, appunto, la quota parte d'aria che by-passa la batteria, uscendo nelle condizioni in cui era entrata.

Sotto questa ipotesi, il punto reale di uscita dell'aria dalla batteria, sul diagramma psicrometrico, si troverà sul segmento rettilineo che collega il punto di ingresso con quello di uscita ideale, posto sulla curva di saturazione, e disterà da quest'ultima tanto quanto più è alto il fattore di by-pass.

Tale fattore è un dato di targa della batteria di raffreddamento, che viene pertanto fornito dal costruttore.

#### - *PERDITE DI CARICO DELLE SEZIONI DI RIPRESA E DI MANDATA*

Per dimensionare i ventilatori che dovranno immettere ed estrarre l'aria dal locale, occorre conoscere l'entità delle perdite di carico nelle sezioni di mandata ( $\Delta P_m$ ) e di ripresa ( $\Delta P_r$ ) dell'impianto. Questi valori vengono determinati nel dimensionamento del circuito di distribuzione dell'aria e nel modello TFM vengono richiesti come dati di ingresso. La loro determinazione, infatti, richiederebbe una complicazione eccessiva del modello, senza apportare alcun beneficio nel conseguimento degli obiettivi proposti.

#### - *EFFICIENZA DEI VENTILATORI*

Viene poi richiesto all'utente di indicare le efficienze energetiche  $\varepsilon$  delle ventole di mandata e di ripresa, direttamente connesse ai rendimenti  $\eta$  dei motori elettrici che le muovono. Anche questa volta si tratta di dati di targa dei ventilatori.

#### - *$\Delta X$ MINIMO PER IL POST-RISCALDAMENTO*

Ultima informazione richiesta è la minima differenza di titolo tra il punto di miscela  $M$  e il punto di immissione  $I$ , al di sotto della quale effettuare il post-riscaldamento risulterebbe soltanto uno spreco energetico.

Più è piccolo questo  $\Delta x$  tanto migliore sarà il controllo dell'umidità interna, al prezzo però di un maggiore dispendio energetico per il post-riscaldamento.

Questo argomento, comunque, verrà ripreso, con maggiore dettaglio, nei paragrafi successivi riguardanti il risparmio energetico.

Inseriti tutti i dati richiesti in questo foglio necessari al calcolo, si procede con la descrizione dei vari passaggi.

#### - DETERMINAZIONE DELLE PORTATE D'ARIA

Il primo passo nel dimensionamento dell'UTA è la determinazione delle portate d'aria in gioco, che, come abbiamo detto, rimangono libere di variare nell'arco della giornata, prendendosi carico della regolazione dell'impianto, avendo fissato, invece, la temperatura minima dell'aria immessa.

Quindi, per una data temperatura di immissione  $T_I^*$ , la portata d'aria da trattare all'ora  $k$  sarà data da:

$$\dot{m}_{a,k} = \frac{Q_{S,k}}{c_{pa} \cdot (T_A - T_I^*)}$$

Questa portata, che viene immessa nel locale nell'istante  $k$ , sarà la stessa da esso prelevata, trascurando le infiltrazioni attraverso porte e finestre, che comunque sono state incorporate nel termine di ventilazione al momento dell'immissione dei dati di ingresso (vedi paragrafo 2.5).

Sarà quindi necessario rinnovare parte dell'aria da trattare con aria esterna, in quantità stabilita dal numero di ricambi orari da garantire nel locale, mentre la restante parte converrà invece riciclarla per ridurre la spesa energetica.

In base a queste considerazioni, la portata dell'aria di rinnovo dovrà essere:

$$\dot{m}_{rin,k} = \rho_a \frac{n_k \cdot V}{3600}$$

dove  $n_k$  sono appunto i ricambi d'aria orari previsti per l'ora  $k$  e  $V$  il volume del locale da climatizzare.



A questo punto la determinazione della portata d'aria di ricircolo risulta immediata:

$$\dot{m}_{ric,k} = \dot{m}_{a,k} - \dot{m}_{rin,k}$$

È bene puntualizzare che la portata di rinnovo va sempre e comunque garantita, a prescindere dal carico termico che devo contrastare. Per questo motivo, nel caso in cui si verificasse  $\dot{m}_{rin,k} > \dot{m}_{a,k}$  (se c'è bisogno di ricambiare molto oppure se il carico termico è abbastanza ridotto), occorrerà impostare la portata di aria da trattare pari a quella da ricambiare, con un conseguente inevitabile aumento della temperatura di immissione.

In pratica per  $\dot{m}_{a,k}$  si è utilizzata la relazione:

$$\dot{m}_{a,k} = \max \left\{ \frac{Q_{S,k}}{c_{pa} \cdot (T_A - T_I^*)} ; \dot{m}_{rin,k} \right\}$$

#### - RETTA DI CARICO

Matematicamente parlando, la retta di carico (o retta di esercizio) R è definita come il luogo delle coppie di valori di temperatura e titolo dell'aria di immissione che risolvono l'equazione di bilancio:

$$\dot{m}_a = \frac{Q_{TOT}}{c_{pa} \cdot (T_A - T_I) + r \cdot (x_A - x_I)}$$

Come si può notare, la portata d'aria che viene immessa nel locale, calcolata precedentemente tramite la relazione approssimata che teneva conto solo della potenza sensibile, per riuscire a contrastare il carico termico complessivo, dovrà avere una temperatura leggermente diversa da quella imposta in precedenza; ecco perché si è indicata la temperatura minima di immissione con l'apice  $T_I^*$ , e nel seguito verrà ricalcolato il suo valore esatto  $T_I$ .

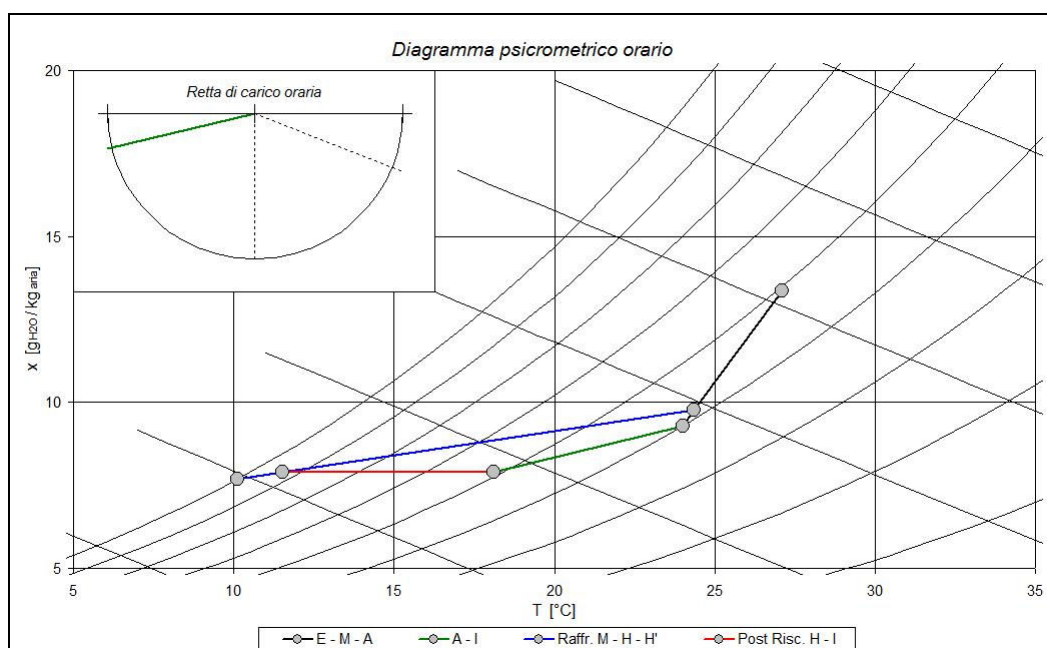
Tornando alla retta di carico, in termini pratici questa volta, il suo valore è definito dal rapporto tra la potenza sensibile richiesta dall'ambiente sulla potenza totale nel generico istante  $k$ , secondo la relazione:

$$R_k = \frac{Q_{S,k}}{Q_{TOT,k}} = \frac{Q_{S,k}}{Q_{S,k} + Q_{L,k}}$$

Il valore della retta di esercizio è un numero puro.

Generalmente sul diagramma ASHRAE è riportato un semicerchio graduato, in alto a sinistra, che permette, conoscendone il valore, di tracciare la retta di carico sul grafico.

Per completezza, nonostante non sia necessario tracciare alcuna retta, nel diagramma psicrometrico elettronico è stato aggiunto anche questo elemento, come si può osservare in figura.



*Figura 5.9 - Esempio di diagramma psicrometrico elettronico nel modello TFM, comprensivo di grafico della retta di esercizio oraria.*

Naturalmente, secondo la definizione di retta di carico, il punto di immissione *I* dovrà cadere su tale retta, in estate, a sinistra del punto caratteristico dell'ambiente *A*, mentre, durante il funzionamento invernale dell'impianto, alla sua destra.

La retta di carico, al variare delle condizioni di esercizio, può assumere diversi valori.

Di seguito vengono commentati gli andamenti più comuni, sotto l'ipotesi di carico latente sempre positivo, procedendo in senso antiorario sul grafico a semicerchio.

- $R=1 \rightarrow Q_S > 0, Q_L = 0.$

In estate, quando cioè  $Q_{TOT} > 0$ , la semiretta si sviluppa verso sinistra, dal momento che è richiesto un semplice raffreddamento dell'ambiente; viceversa in inverno.

- $I > R > 0 \rightarrow Q_S > 0, Q_L > 0.$

L'ambiente richiede raffreddamento e deumidificazione (è il caso più frequente durante il periodo estivo).

- $R=0 \rightarrow Q_S = 0, Q_L > 0.$

Tutto il carico richiesto è latente: occorre soltanto deumidificare il locale e la retta di carico risulta verticale diretta verso il basso.

- $R < 0 \rightarrow Q_S < 0, Q_{TOT} > 0.$

Il carico totale è positivo ma quello sensibile è negativo: significa che il carico latente è decisamente consistente (positivo e in valore assoluto maggiore del carico sensibile). L'ambiente va riscaldato e deumidificato.

- $R = \infty \rightarrow Q_{TOT} = 0, Q_L = -Q_S.$

La potenza totale si annulla per effetto dell'uguaglianza tra i valori assoluti del carico latente (positivo) e di quello sensibile (negativo). È il caso limite tra la situazione precedente e quella descritta subito dopo. La retta di carico corrisponde esattamente all'isoentalpica dell'ambiente.

- $\infty > R > 1 \rightarrow Q_S < 0, Q_{TOT} < 0.$

La potenza totale ambiente è negativa, così come quella sensibile; di conseguenza il carico latente, sempre positivo, è in valore assoluto minore di quello sensibile. Il locale richiede sempre riscaldamento e deumidificazione.

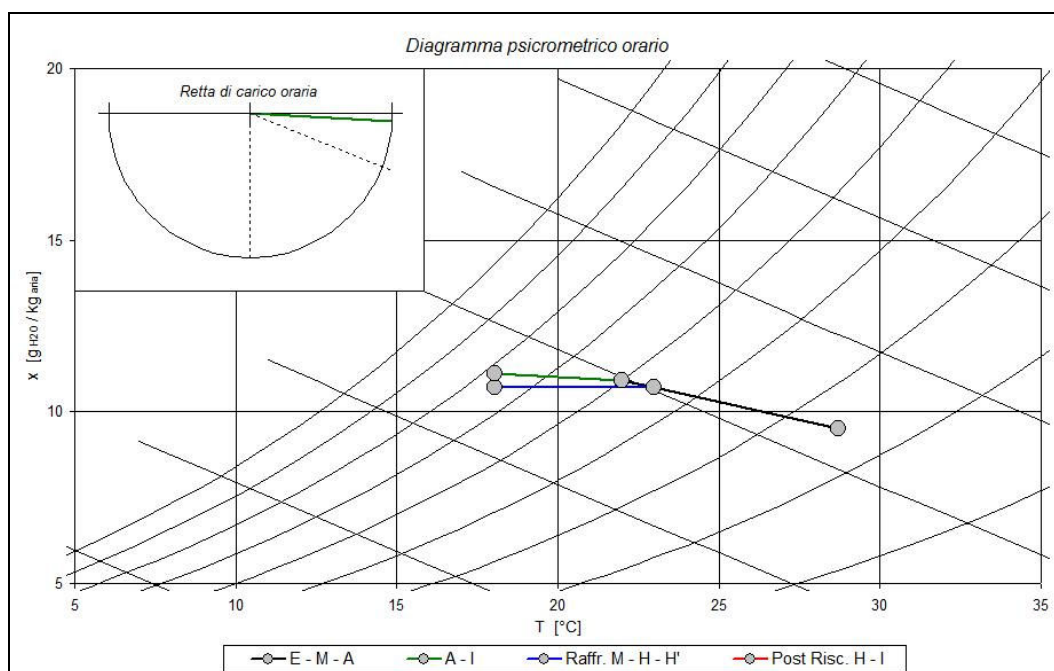
Nel caso si avesse un carico latente negativo, si potrebbero fare analoghi ragionamenti, con la considerazione che, questa volta, la semiretta dovrà essere diretta verso l'alto (umidità assolute per l'aria da immettere maggiori di quella ambiente).

D'altra parte difficilmente si è in presenza di tale situazione, un po' per la presenza quasi sempre di persone nei locali da climatizzare, che contribuiscono ad incrementare positivamente il carico latente, e un po'

per le caratteristiche del nostro clima, il quale raramente si dimostra così secco da dar luogo a flussi di vapore uscenti dagli ambienti.

Per esempio, una situazione di questo tipo si può presentare nelle “zone surgelati” dei supermercati, caratterizzate dalla presenza di banchi frigo aperti, in cui le serpentine di scambio termico brinano l’acqua contenuta nell’ambiente, abbassandone il grado igrometrico.

Tuttavia, trattandosi di casi estremamente rari, nel modello non viene considerata questa eventualità, e, nel caso si dovesse presentare (per esempio a seguito dell’immissione di dati di ingresso piuttosto insoliti) è stato previsto un funzionamento parziale dell’UTA. In queste situazioni, infatti, essa provvede a contrastare soltanto il carico sensibile, non preoccupandosi di quello latente, ed immettendo perciò nell’ambiente aria alla giusta temperatura ma con un titolo inferiore a quello richiesto.



*Figura 5.10 - Retta di esercizio  $R > 1$  con carico latente  $Q_L < 0$ :  
funzionamento parziale dell’UTA.*

Questa scelta, d’altra parte, è stata indotta anche da un altro fattore: dal momento che, generalmente, durante il funzionamento estivo, l’umidificatore nell’UTA è disinserito, andarlo ad azionare per questi casi sporadici non è sembrata una soluzione molto pratica.

Poi c'è da dire che, in estate, ciò che peggiora le condizioni di comfort degli occupanti è l'eccessiva umidità, mentre un suo valore più basso rispetto a quello di progetto, per brevi periodi, non è avvertibile così facilmente dal corpo umano.

Quindi, in conclusione, solitamente non si commette uno sgarro troppo grave andando ad applicare questa pratica. In ogni caso nel modello viene indicato, ora per ora, se l'aria immessa non è nelle condizioni ottimali, in modo che l'utente possa valutare da sé se questo scostamento dal punto di immissione teorico sia accettabile o meno.

- *SEZIONE DI MESCOLOMENTO ADIABATICO*

L'aria, di ritorno dal locale attraverso il canale di ripresa, viene in parte espulsa (in quantità previste dai ricambi orari di progetto) ed in parte mandata nella camera di miscela, dove viene appunto mescolata adiabaticamente alla portata di rinnovo prelevata dall'esterno.

Conoscendo quindi temperatura e titolo dell'aria esterna (stato  $E$ ) e di quella interna (stato  $A$ ) è possibile calcolare l'entalpia nei due stati:

$$J_{E,k} = T_{E,k} + x_E \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{E,k})$$

$$J_A = T_A + x_A \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_A)$$

in cui  $x_A$  è stato ottenuto tramite la ormai nota relazione:

$$x_A = 0.622 \frac{\varphi_A \cdot P_{SAT}(T_A)}{P_{TOT} - \varphi_A \cdot P_{SAT}(T_A)}$$

Lo stato dell'aria all'uscita del mescolatore adiabatico (punto  $M$ ) sarà quindi dettato dalle seguenti equazioni di bilancio:

$$x_{M,k} = \frac{\dot{m}_{ric,k} \cdot x_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot x_E}{\dot{m}_{a,k}}$$

$$J_{M,k} = \frac{\dot{m}_{ric,k} \cdot J_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot J_{E,k}}{\dot{m}_{a,k}}$$

$$T_{M,k} = \frac{J_{M,k} - 2500 \cdot x_{M,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{M,k}}$$

- BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO

Prima di dimensionare la batteria di raffreddamento è necessario individuare l'esatto punto di immissione  $I$  dell'aria nel locale ad ogni ora. Ciò è possibile conoscendo il carico termico totale da smaltire  $Q_{TOT,k}$  e la portata di vapore introdotta nell'aria  $\dot{m}_{vap,k}$  (direttamente proporzionale alla potenza latente  $Q_{L,k}$  per mezzo del calore di vaporizzazione dell'acqua  $r$ ):

$$x_{I,k} = x_A - \frac{\dot{m}_{vap,k}}{\dot{m}_{a,k}} = x_A - \left( \frac{Q_{L,k}}{r} \right) \frac{1}{\dot{m}_{a,k}}$$

$$J_{I,k} = J_A - \frac{Q_{TOT,k}}{\dot{m}_{a,k}}$$

$$T_{I,k} = \frac{J_{I,k} - 2500 \cdot x_{I,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{I,k}}$$

Ora, conoscendo il fattore di by-pass della batteria di raffreddamento  $f_b$  e sapendo che all'uscita della batteria (stato  $H$ ) l'aria deve avere un titolo pari a quello dell'aria da immettere nel locale ( $x_H = x_I$ ), è possibile calcolare il titolo che avrebbe l'aria se uscisse da una batteria ideale ( $f_b=0$ ), quindi nello stato  $H'$ :

$$x_{H',k} = \frac{x_{I,k} - f_b \cdot x_{M,k}}{1 - f_b}$$

Essendo poi il punto  $H'$  situato sulla curva di saturazione, la sua pressione parziale di vapore sarà:

$$P_{vap. H',k} = P_{SAT} = \frac{P_{TOT} \cdot x_{H',k}}{0.622 + x_{H',k}}$$

a cui compete una temperatura pari a:

$$T_{H',k} = \frac{4030.183}{16.6536 - \ln(P_{SAT})} - 235$$

Questo è il valore medio della temperatura superficiale della batteria di raffreddamento, che può essere ottenuto soltanto alimentandola con acqua comunque un po' più fredda.

L'entalpia dell'aria satura nello stato  $H'$  vale quindi:

$$J_{H',k} = T_{H',k} + x_{H',k} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{H',k})$$

Tuttavia, lo stato in cui si trova effettivamente l'aria all'uscita dalla batteria di raffreddamento (stato  $H$ ) sarà caratterizzato da un valore di entalpia pari a:

$$J_{H,k} = J_{H',k} \cdot (1 - f_b) + J_{M,k} \cdot f_b$$

e dovrà avere lo stesso titolo dell'aria immessa nell'ambiente:

$$x_{H,k} = x_{I,k}$$

Infine la sua temperatura sarà data da:

$$T_{H,k} = \frac{J_{H,k} - 2500 \cdot x_{H,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{H,k}}$$

A questo punto viene calcolata la quantità d'acqua che condensa sui tubi della batteria, in modo da poter fare anche un dimensionamento di massima del circuito di scarico della condensa:

$$\dot{m}_{H_2O,k} = \dot{m}_{a,k} \cdot (x_{M,k} - x_{H,k})$$

Lo scopo ultimo dell'analisi della batteria di raffreddamento è la determinazione della potenza termica sottratta all'aria, pari a:

$$Q_{F,k} = \dot{m}_{a,k} \cdot (J_{M,k} - J_{H,k})$$

#### - BATTERIA DI POST-RISCALDAMENTO

L'aria entra nella batteria di post-riscaldamento nello stato  $H$  ed esce nello stato  $I$ , entrambi già noti.

L'unica informazione da determinare è la potenza termica che la batteria deve essere in grado di fornire all'aria, che vale:

$$Q_{PR,k} = \dot{m}_{a,k} \cdot (J_{I,k} - J_{H,k})$$

#### - VENTILATORE DI RIPRESA

All'ingresso dell'UTA l'aria di ritorno dal locale incontra la sezione ventilante di ripresa nello stato  $A$ . In queste condizioni la sua densità è:

$$\rho_{aA} = \frac{P_{TOT} - \varphi_A \cdot P_{SAT}(T_A)}{R_a \cdot T_A}$$

in cui  $R_a = 287.05 \frac{J}{kg \cdot K}$  è la costante specifica dell'aria.

La potenza elettrica assorbita dal ventilatore di ripresa varrà quindi:

$$P_{VR,k} = \frac{\dot{m}_{a,k} \cdot \Delta P_R}{\varepsilon \cdot \rho_{aA}}$$

- *VENTILATORE DI MANDATA*

Attraversata tutta la macchina, l'aria trattata entra nella sezione ventilante di mandata nello stato  $I$ . Trascurando il riscaldamento provocato dal ventilatore, la sua densità vale:

$$\rho_{aI,k} = \frac{P_{TOT} - \varphi_{I,k} \cdot P_{SAT}(T_{I,k})}{R_a \cdot T_{I,k}}$$

e la potenza elettrica assorbita dal ventilatore sarà quindi data da:

$$P_{VM,k} = \frac{\dot{m}_{a,k} \cdot \Delta P_M}{\varepsilon \cdot \rho_{aI,k}}$$

- *FUNZIONAMENTO PARZIALE DELL'UTA*

Come è stato spiegato nel paragrafo relativo alla retta di esercizio, se il carico latente risulta negativo, richiedendo perciò all'UTA di immettere aria più umida di quella prelevata dall'ambiente, è stato previsto un funzionamento particolare della macchina: la batteria di post-riscaldamento viene scollegata e l'aria viene semplicemente raffreddata fino alla temperatura di immissione teorica, senza giungere a saturazione. In pratica, in questa situazione, non si tiene più conto in alcun modo del carico latente e si pensa solo a contrastare quello sensibile, immettendo l'aria alla giusta temperatura  $T_H$ .

In questi casi, quindi, il punto di immissione reale (stato  $I'$ ) cambierà rispetto a quello teorico (stato  $I$ ), presentando un titolo  $x_{I'}$  inferiore ad  $x_I$ ; verrà inoltre indicato, nell'ultima colonna della tabella del foglio "UTA", che l'aria così immessa non si trova nelle condizioni ottimali.

Questo particolare funzionamento dell'UTA è stato previsto anche per un'altra situazione: quella in cui il titolo dell'aria di miscela  $x_M$  e quello dell'aria da immettere  $x_I$  risultano così vicini da rendere il post-riscaldamento per il controllo dell'umidità soltanto uno spreco energetico. È qui che viene utilizzato il dato  $\Delta x_{min}$  menzionato all'inizio del paragrafo. L'entità di tale parametro dipende dal rapporto costo-



beneficio per il post-riscaldamento: quanto si è disposti a spendere per avere un controllo ottimale sull'umidità interna?

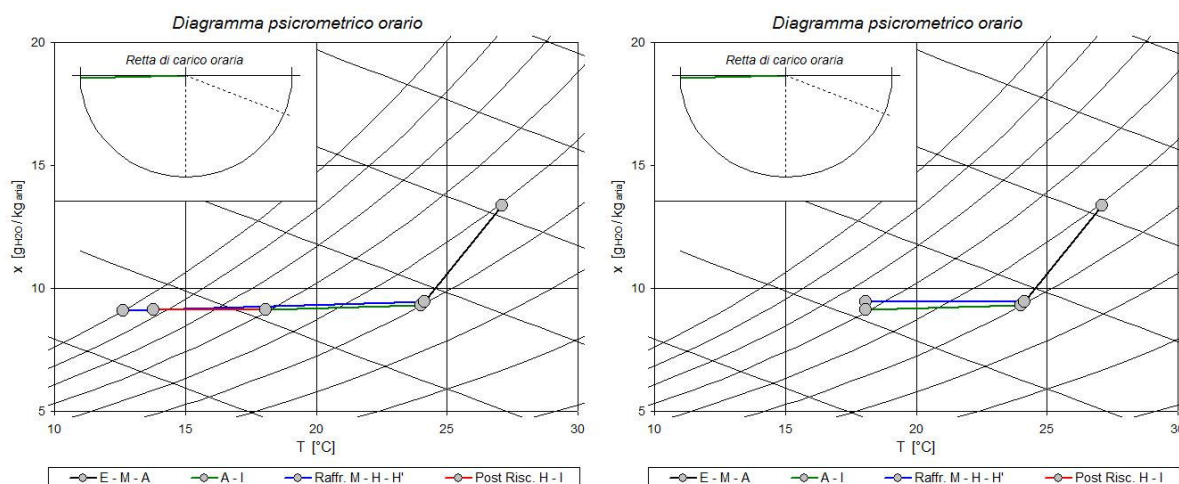


Figura 5.11 - Funzionamento normale dell'UTA (sinistra) e funzionamento parziale imponendo un  $\Delta x$  minimo di  $0.5 \text{ g}_v/\text{kg}_a$  (destra).

Teoricamente sarebbe più corretto imporre un limite sul grado igrometrico invece che sul titolo, dal momento che sono proprio le variazioni della prima grandezza ad essere avvertite dal corpo umano; tuttavia, per i range di temperatura usuali negli ambienti, scegliere una tolleranza di 1 g di vapore per kg d'aria può essere decisamente accettabile.

Da notare che una tolleranza sul titolo dell'aria immessa di  $1 \text{ g}_v/\text{kg}_a$  significa imporre un salto di titolo minimo ( $x_M - x_I$ ) pari a  $0.5 \text{ g}_v/\text{kg}_a$ .

Anche in questo caso viene indicato il fatto che l'aria così immessa non si trova nelle condizioni ottimali per adempiere sia al carico sensibile che a quello latente.

#### - DIAGRAMMA PSICROMETRICO ORARIO

Determinati tutti gli stati in cui viene a trovarsi l'aria, ora per ora, nei vari elementi dell'UTA, come già più volte anticipato, viene costruito un diagramma psicrometrico orario.

Su tale grafico, dopo aver selezionato l'ora della giornata che si vuole considerare, vengono rappresentate tutte le trasformazioni che l'UTA fa compiere all'aria da condizionare in quel momento (vedi *figura 5.9*).

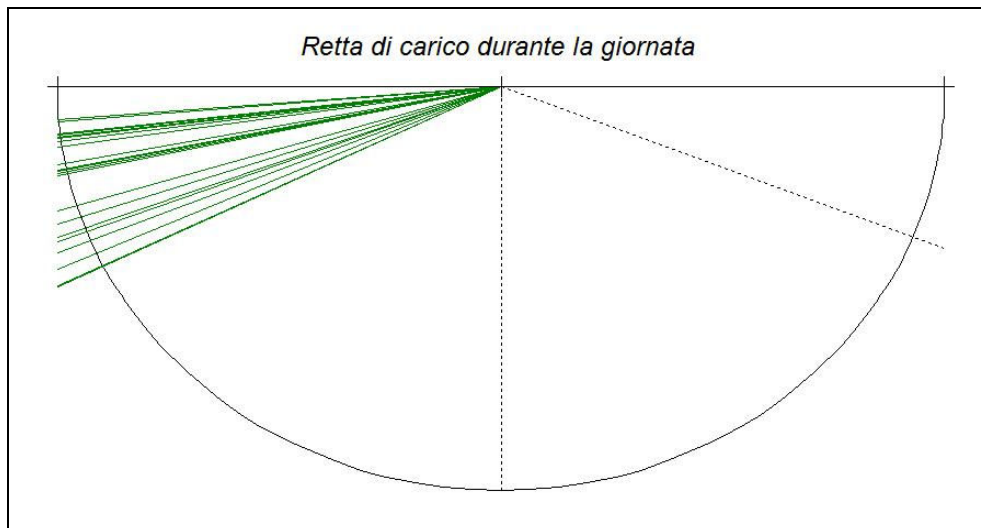
I segmenti rappresentati sono i seguenti:

- Tratto  $E - M - A$ : rappresenta il miscelamento tra l'aria ricircolata dall'ambiente  $A$  e quella ricambiata, presa dall'esterno  $E$ ; più saranno elevati i ricambi orari da garantire nel locale e più il punto di miscela  $M$  si avvicinerà allo stato dell'aria esterna, fino a raggiungerlo nel caso di locali in cui è richiesto il ricambio totale dell'aria (per esempio negli ospedali).
- Tratto  $A - I$ : è la trasformazione che l'ambiente  $A$  fa subire all'aria condizionata immessa nel locale (stato  $I$ ); l'inclinazione di questo tratto coincide con la retta di esercizio  $R$  ed è una caratteristica intrinseca del locale da climatizzare.
- Tratto  $M - H - H'$ : indica ciò che avviene nella batteria di raffreddamento; in realtà questa rappresentazione mostra soltanto il risultato finale della trasformazione, in quanto essa sarebbe composta, a rigore, da un raffreddamento sensibile fino a saturazione, seguito in genere da una deumidificazione per effetto della condensazione dell'acqua sui tubi dello scambiatore, con infine una pseudo-miscela che tiene conto del fattore di by-pass della batteria.
- Tratto  $H - I$ : trasformazione di riscaldamento sensibile dell'aria, che avviene appunto nella batteria di post-riscaldamento; chiude il trattamento portando l'aria alle condizioni di immissione. Questo tratto, tuttavia, non sempre è presente sul diagramma, come è stato spiegato in precedenza.

- *RETTA DI CARICO ORARIA*

Oltre al diagramma psicrometrico, è stato costruito anche un grafico che indica come varia la retta di carico durante l'arco della giornata, in modo da avere un'idea del range di funzionamento dell'UTA; si ricorda infatti che, durante il periodo di funzionamento estivo, la situazione più gravosa, soprattutto per la batteria di post-riscaldamento, è quella che

vede l'annullarsi del carico sensibile, portando la retta di esercizio in posizione verticale ( $R=0$ ).



*Figura 5.12 - Grafico dell'andamento della retta di carico ad ogni ora della giornata.*

Come si può notare, nel diagramma sono state riportate, in tratteggio, anche le situazioni limite di  $R=0$  (segmento verticale, isoterma sul diagramma psicrometrico) e di  $R=\infty$  (isoentalpica).

Il grafico che rappresenta l'andamento della retta di carico durante l'arco della giornata viene riportato anche, in formato ridotto, nell'angolo in alto a sinistra del diagramma psicrometrico orario, in cui questa volta però viene disegnata soltanto la retta di esercizio che si riferisce all'ora selezionata (vedi *figura 5.9*).

#### - POTENZA ORARIA DI BATTERIE E VENTOLE

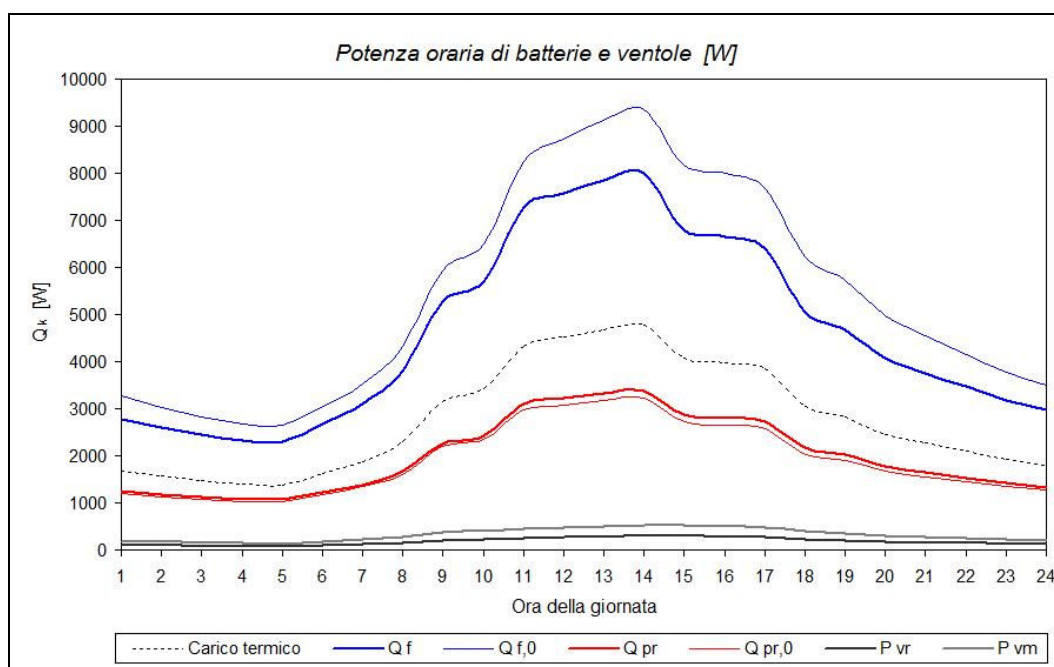
L'ultima elaborazione dei risultati ottenuti per l'UTA semplice è la costruzione di un grafico che mostra l'andamento giornaliero di alcune grandezze di interesse:

- carico termico complessivo al quale è sottoposto il locale;
- potenza termica sottratta all'aria dalla batteria di raffreddamento;
- potenza termica fornita all'aria dalla batteria di post-riscaldamento;
- potenza elettrica assorbita dalla ventola di ripresa;

- potenza elettrica assorbita dalla ventola di mandata.

Inoltre, sullo stesso grafico, vengono riportati anche gli andamenti delle potenze termiche delle batterie nel caso vengano sfruttate alcune tecniche per il risparmio energetico. Le soluzioni tecnologiche prese in considerazione sono descritte subito sotto.

La rappresentazione sullo stesso grafico delle curve relative all'UTA semplice (linee più sottili) e a quella più complessa (curve in grassetto), fornisce un valido strumento di confronto qualitativo per la valutazione dell'efficacia delle soluzioni adottate.



*Figura 5.13 - Grafico dell'andamento giornaliero delle potenze di batterie e ventole.*

### 5.3.2 RECUPERO TERMICO DALL'ARIA DI ESPULSIONE

La prima strategia considerata per risparmiare energia consiste nel cercare di recuperare potenza termica dall'aria che si è costretti ad espellere. In estate, infatti, essa si trova generalmente in uno stato ad entalpia inferiore rispetto a quella esterna, ed è quindi possibile sfruttarla

per rinfrescare l'aria di rinnovo prelevata dall'esterno. Il discorso opposto vale anche per la stagione invernale.

A tale scopo si deve introdurre un elemento aggiuntivo sul ramo di ricambio dell'UTA: uno scambiatore aria-aria a piastre a flussi incrociati, che viene attraversato, in una direzione dall'aria che si deve espellere, e nell'altra da quella di rinnovo che viene dall'esterno.

Le tipologie di scambiatori sono molteplici, tuttavia si è scelto questo tipo in quanto presenta alcuni vantaggi interessanti:

- elevata compattezza, data da una buona capacità di scambio termico unitaria ( $\approx 4 \frac{kW}{m^3 \cdot ^\circ C}$ );
- semplicità costruttiva, che porta a contenere notevolmente i costi;
- non dà luogo a contaminazione tra la portata d'aria di espulsione e quella di rinnovo.

Per contro, presenta anche alcuni svantaggi:

- necessità di una buona filtrazione dell'aria che lo attraversa, data la vicinanza, talvolta millimetrica, tra le piastre e la scarsa accessibilità per interventi di manutenzione;
- occorre prestare attenzione che nella stagione fredda non si verificano fenomeni di brinamento della condensa, molto pericolosi per l'integrità dell'apparecchio;
- necessità che i canali di espulsione e di rinnovo siano molto vicini tra loro;
- impossibilità di escludere lo scambiatore se non attraverso un sistema di by-pass aggiuntivo, con costi e dimensioni tali da limitare fortemente i vantaggi esposti in precedenza.

Prima di proseguire col dimensionamento dello scambiatore, è necessario far notare che, laddove si voglia sfruttare il free-cooling diretto per rinfrescare l'ambiente mediante l'aria esterna, questo sistema, così come è stato presentato, risulterà sempre sfavorevole. Infatti, se prima di immettere l'aria esterna nel locale la si fa scambiare calore con quella espulsa, più calda, essa perderà parte del suo potere rinfrescante, riducendo notevolmente i vantaggi derivanti dal free-cooling.

A questo punto si presentano due possibilità per non incorrere nel problema suddetto: o si prevede l'esclusione dello scambiatore ogni qual volta si voglia sfruttare il free-cooling diretto, oppure si inserisce un elemento aggiuntivo sul ramo di espulsione a monte dello scambiatore col compito di abbassare ulteriormente, in modo assolutamente gratuito, la temperatura dell'aria espulsa. L'apparecchio in grado di soddisfare questa esigenza è un umidificatore adiabatico ad acqua, il quale abbassa la temperatura dell'aria espulsa aumentandone l'umidità assoluta e lasciando invariata la sua entalpia.

Nel modello TFM si è scelta questa seconda strada, dato che in questo modo si evita innanzitutto di predisporre un sistema di by-pass per lo scambiatore, con tutti gli svantaggi esposti in precedenza, poi così, anche quando non è previsto free-cooling, il recupero termico risulta più efficiente.

Questo sistema viene chiamato recupero termico sensibile con raffreddamento adiabatico indiretto (RAI) e il suo schema di impianto è rappresentato nella figura sotto.

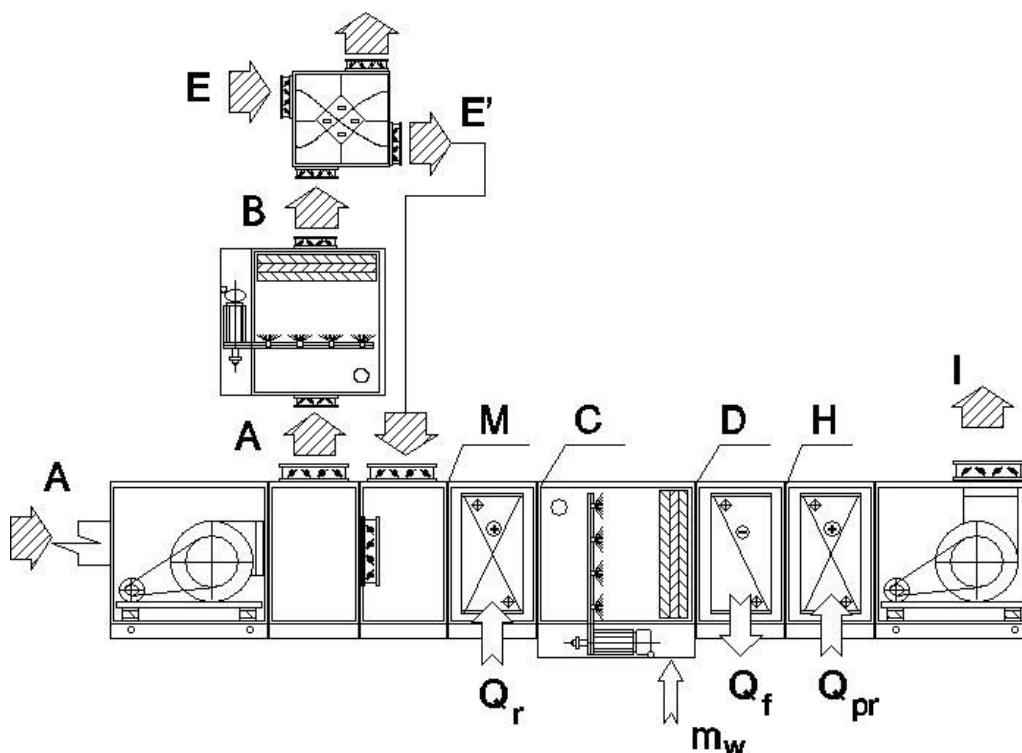


Figura 5.14 - Unità di trattamento dell'aria con recupero termico sensibile accoppiato al raffreddamento adiabatico indiretto (RAI).

Nel modello TFM questo sistema di recupero viene valutato a parte (insieme al recupero rigenerativo, descritto nel paragrafo successivo) in modo da poter quantificare il risparmio energetico conseguibile con tali tecniche, rispetto al caso dell'UTA semplice senza recuperi.

In primo luogo viene chiesto di indicare se nell'impianto è presente uno scambiatore per il recupero termico dall'aria di espulsione e, in questo caso, se è previsto anche il raffreddamento adiabatico indiretto attraverso un umidificatore ad acqua; per ognuno dei due elementi occorre poi indicare il loro valore di efficienza, dato di targa degli apparecchi.

Se viene selezionato "NO" di fianco ad entrambi gli elementi, i risultati forniti saranno i medesimi del caso precedente (UTA semplice) e il risparmio energetico ottenibile sarà ovviamente pari a zero. Se invece si sceglie di non adottare il raffreddamento adiabatico indiretto basta scegliere "NO" solo di fianco all'umidificatore, ma occorre ricordarsi dei problemi che insorgono, in questo caso, nell'utilizzo del free-cooling diretto. Infine, naturalmente, l'esclusione dello scambiatore comporta automaticamente l'assenza anche dell'umidificatore.

#### - SCAMBIATORE DI CALORE SENSIBILE

L'efficienza dello scambio termico viene definita come il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata  $Q_S$  e quella massima teoricamente scambiabile  $Q_{S,MAX}$ . Essendo lo scambiatore scelto solo sensibile, la sua efficienza  $\varepsilon$  sarà data da:

$$\varepsilon = \frac{Q_S}{Q_{S,MAX}} = \frac{\dot{m}_{RIN} \cdot c_{pa} \cdot (T_E - T_{E'})}{\dot{m}_{ESP} \cdot c_{pa} \cdot (T_E - T_B)}$$

in cui  $\dot{m}_{RIN}$  è la portata d'aria di rinnovo e  $\dot{m}_{ESP}$  quella espulsa.

In teoria la portata di rinnovo dovrebbe essere leggermente maggiore di quella espulsa per garantire una leggera sovrappressione nel locale e sopperire quindi alle perdite per infiltrazione; tuttavia nel modello è sempre stato trascurato questo particolare, per cui l'espressione dell'efficienza può essere semplificata come segue:

$$\varepsilon = \frac{T_E - T_{E'}}{T_E - T_B}$$

da cui si può ricavare il valore di temperatura dell'aria nello stato  $E'$  alla generica ora  $k$ :

$$T_{E',k} = T_{E,k} + \varepsilon \cdot (T_B - T_{E,k})$$

Il titolo dell'aria che attraversa lo scambiatore non cambia, per cui:

$$x_{E'} = x_E$$

Con questi due dati è facile ricavare l'entalpia che assume l'aria nello stato  $E'$ :

$$J_{E',k} = T_{E',k} + x_{E'} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{E'})$$

In tutto questo procedimento, però, non si conosce la temperatura dell'aria nello stato  $B$ : per ottenerla occorre andare a studiare il funzionamento dell'umidificatore.

#### - UMIDIFICATORE ADIABATICO AD ACQUA

Come per lo scambiatore di calore, anche nel caso dell'umidificatore si definisce un'efficienza  $\eta$  data dalla seguente espressione:

$$\eta = \frac{x_B - x_A}{x_{B'} - x_A}$$

dove  $x_{B'}$  è il valore che assumerebbe il titolo dell'aria se uscisse dall'umidificatore in condizioni di saturazione.

In realtà questo obiettivo non si riesce mai a raggiungere, ma ci si può avvicinare molto (incrementando quindi  $\eta$ ) migliorando il più possibile la qualità del contatto che si instaura tra l'aria e l'acqua (riducendo la dimensione delle gocce, aumentando il numero di ugelli o ottimizzando la disposizione delle lance).

L'entalpia della corrente d'aria che attraversa l'umidificatore, come d'altra parte lo si può facilmente intuire dal nome, non varia, per cui:

$$J_B = J_{B'} = J_A$$

Inoltre, una cosa di cui siamo certi, per definizione dello stato  $B'$ , è che:

$$\varphi_{B'} = 1$$

Con queste informazioni si può instaurare un procedimento iterativo per la determinazione dello stato  $B'$  (di cui per ora si conosce solo il grado igrometrico, unitario). Si fissa una temperatura di primo tentativo  $T_{B'}^0$  pari alla  $T_A$  e si procede come segue:



$$\left\{ \begin{array}{l} P_{SAT}(T_{B'}^i) = \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{T_{B'}^i - 235}\right) \\ x_{B'}^i = 0.622 \cdot \frac{P_{SAT}(T_{B'}^i)}{P_{TOT} - P_{SAT}(T_{B'}^i)} \\ J_{B'}^i = T_{B'}^i + x_{B'}^i \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{B'}^i) \\ \Delta J_{\%} = \frac{J_A - J_{B'}^i}{J_A} \cdot 100 \\ T_{B'}^{i+1} = T_{B'}^i \cdot \left(1 + \frac{\Delta J_{\%}}{100}\right) \end{array} \right.$$

con  $i$  che va da 0 ad un certo numero di iterazioni, sufficienti a portare l'errore percentuale sull'entalpia  $\Delta J_{\%}$  al di sotto di un certo valore di tolleranza.

Nel modello TFM si è osservato che con un numero di iterazioni pari a 10 si ha sempre la certezza di giungere a convergenza (per la maggior parte dei casi si raggiunge un errore percentuale inferiore a  $10^{-3}$  già al quinto step).

In questo modo si riesce a determinare completamente lo stato  $B'$  che l'aria assumerebbe se uscisse dall'umidificatore in condizioni di saturazione. Lo stato reale di uscita  $B$ , a questo punto, sarà dato da:

$$\begin{aligned} J_B &= J_{B'} = J_A \\ x_B &= x_A + \eta \cdot (x_{B'} - x_A) \\ T_B &= \frac{(J_B - 2500 \cdot x_B)}{(1 + 1.9 \cdot x_B)} \end{aligned}$$

#### - SEZIONE DI MESCOLAMENTO ADIABATICO

Con le informazioni appena ricavate è possibile determinare lo stato  $E'$  che l'aria di rinnovo assume all'uscita dello scambiatore.

Pertanto il punto di miscela  $M$  varierà rispetto al caso precedente nel seguente modo:

$$\begin{aligned} x_{M,k} &= \frac{\dot{m}_{ric,k} \cdot x_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot x_{E'}}{\dot{m}_{a,k}} \\ J_{M,k} &= \frac{\dot{m}_{ric,k} \cdot J_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot J_{E',k}}{\dot{m}_{a,k}} \end{aligned}$$

$$T_{M,k} = \frac{J_{M,k} - 2500 \cdot x_{M,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{M,k}}$$

Dal momento che  $x_{E'} = x_E$  soltanto il valore del titolo dello stato  $M$  resta invariato rispetto al caso dell'UTA semplice.

- *RESTANTE PARTE DELL'UTA*

Tutti gli altri componenti della macchina si comportano allo stesso modo: le equazioni che li governano sono le stesse del caso precedente, con la sola differenza che gli stati  $E$  ed  $M$  sono cambiati rispetto a prima.

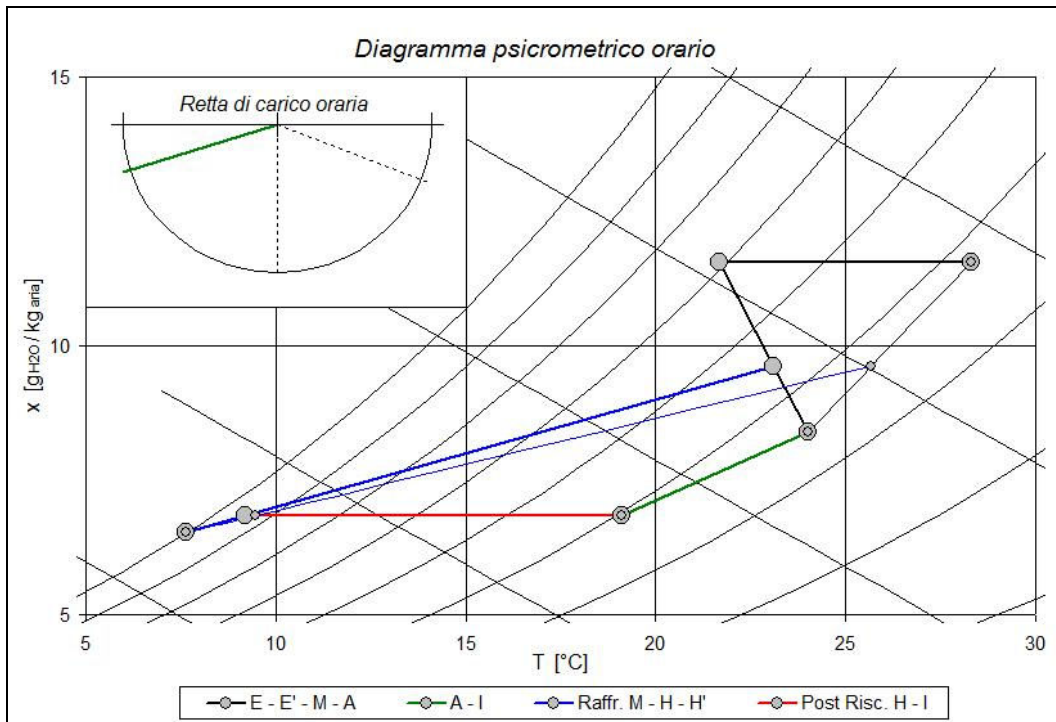


Figura 5.15 - Diagramma psicrometrico dell'UTA con recupero termico assistito da raffreddamento adiabatico indiretto; in linea sottile viene rappresentato anche il funzionamento dell'UTA semplice.

### 5.3.3 RECUPERO DI CALORE RIGENERATIVO

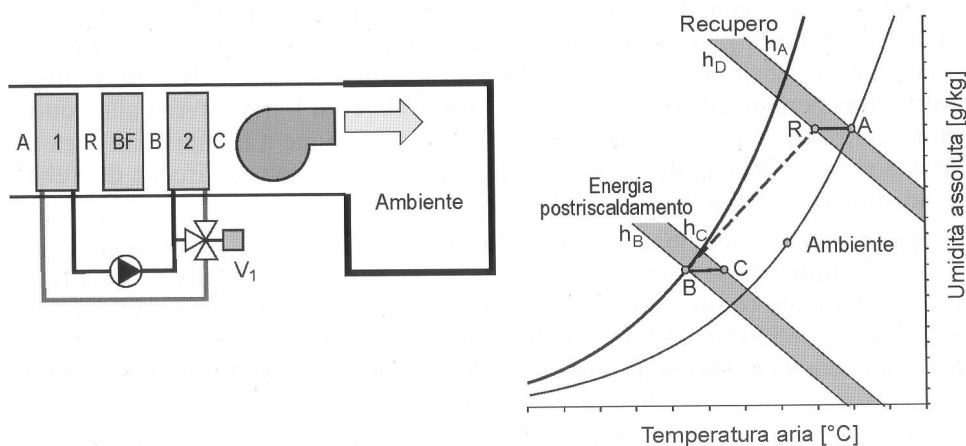
Un sistema di recupero termico molto più efficiente di quello precedente, consiste nell'inserire, a cavallo della batteria di raffreddamento, uno scambiatore a batterie accoppiate [21].

Questo apparecchio è composto da due batterie alettate, collegate tra loro in circuito chiuso, contenente acqua pura oppure glicolata contro il gelo; il liquido viene fatto circolare da una pompa ed una valvola a tre vie provvede alla regolazione e al controllo del possibile brinamento.

Questi scambiatori presentano il vantaggio di poter essere applicati anche in quei casi in cui i canali interessati allo scambio termico sono molto distanti tra loro; inoltre si ha l'assoluta incontaminazione tra i due flussi d'aria, anche se in questo caso non ci interessa molto questo aspetto. Gli svantaggi sono dati da efficienze non troppo alte (55÷65%) e capacità di scambio termico unitarie limitate.

Analizzando il funzionamento dell'UTA semplice, si capisce subito come questa tipologia di scambiatore faccia proprio al caso nostro per permetterci di risparmiare energia termica: l'aria da trattare deve essere raffreddata dal punto  $M$  al punto  $H$  per poi essere post-riscaldata dal punto  $H$  al punto di immissione  $I$ ; vi è quindi un flusso di aria calda da raffreddare e uno di aria fredda da riscaldare.

Inserendo il primo elemento dello scambiatore a monte della batteria fredda e il secondo subito a valle e facendo circolare il liquido tra di essi, si trasferisce calore dall'aria che esce dalla camera di miscelazione a quella in uscita dalla batteria fredda, raffreddando il primo flusso e riscaldando il secondo. In questo modo si riduce la potenza richiesta dalla batteria fredda e allo stesso tempo si elimina (o al più si limita fortemente) il post-riscaldamento.



*Figura 5.16 - Recupero di calore rigenerativo con scambiatore a batterie accoppiate.*

C'è anche un altro punto a favore di questo sistema: essendo lo scambiatore composto da due semplici batterie alettate, nulla vieta di utilizzare a tale scopo la batteria di pre-riscaldamento (disattivata durante l'estate, ma comunque sempre presente nell'UTA) come primo elemento e quella di post-riscaldamento come secondo.

Basta semplicemente predisporre un circuito di collegamento tra le due, come descritto appena sopra.

In questo modo, per sfruttare questa soluzione tecnologica, la macchina non necessita nemmeno di eccessive modifiche, e l'incremento dei costi risulta davvero limitato. Inoltre, lasciando inalterata la configurazione dell'UTA, non si incorre nemmeno nei frequenti problemi di aumento delle perdite di carico (che comporterebbero un incremento della potenza elettrica assorbita dai ventilatori).

Da notare, però, che, per quei casi in cui lo scambiatore non riesca a sopperire appieno al post-riscaldamento, occorrerà prevedere un'integrazione di potenza termica da altre fonti.

#### - *RECUPERATORE TERMICO RIGENERATIVO A BATTERIE ACCOPPIATE*

Anche questa volta, nel modello TFM, viene innanzitutto chiesto all'utente di specificare se si è in presenza di questa soluzione impiantistica e, in tal caso, si richiede di inserire il valore dell'efficienza  $\varepsilon$  dello scambiatore.

Tale efficienza è data, per definizione, dalla seguente espressione:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_M - T_{M'})}{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_M - T_H)} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_G - T_H)}{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_M - T_H)}$$

in cui il punto  $M$  sarà lo stesso dei casi precedenti,  $M'$  è lo stato che assume l'aria subito dopo la prima batteria del recuperatore,  $H$  è sempre lo stato dell'aria all'uscita della batteria di raffreddamento (il quale però con l'installazione del sistema di recupero varia rispetto ai casi precedenti) e il punto  $G$  indica lo stato della corrente d'aria a valle della seconda batteria dello scambiatore.

Se il recuperatore è in grado di garantire il post-riscaldamento completo della portata d'aria da immettere lo stato  $G$  coincide con lo stato di

immissione  $I$ , altrimenti è richiesta un'integrazione di potenza termica, come spiegato prima.

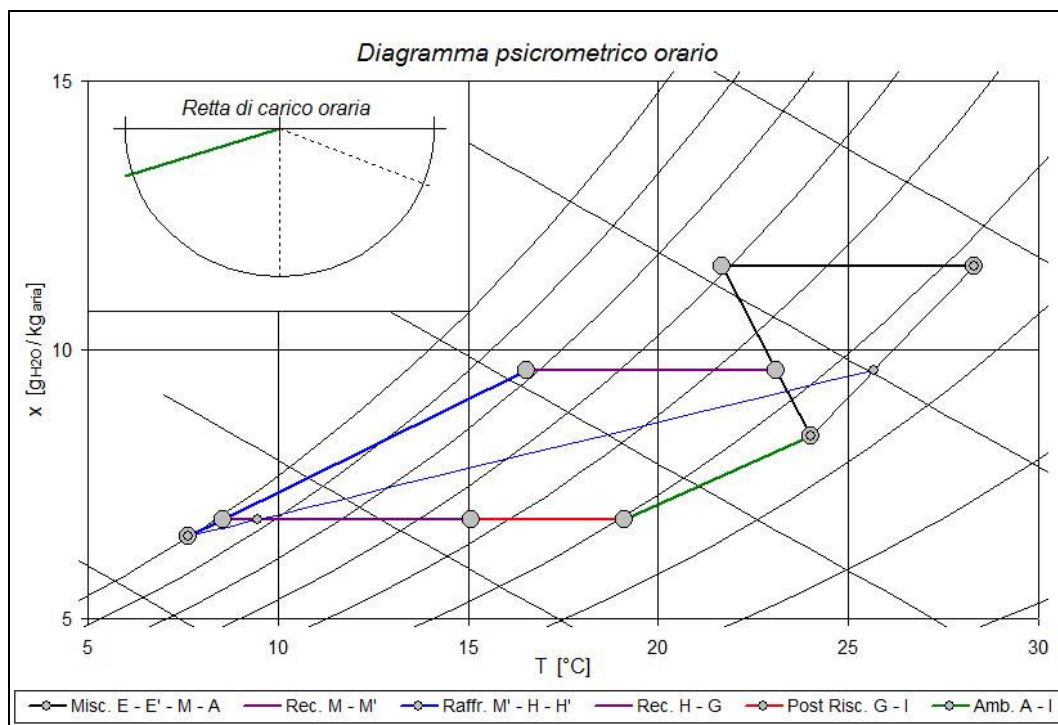


Figura 5.17 - Diagramma psicrometrico dell'UTA con REC+RAI sull'aria esterna e recupero termico rigenerativo sull'aria trattata (RIG); in linea sottile viene rappresentato anche il funzionamento dell'UTA semplice.

Come si vede dal grafico, dato che lo scambiatore a batterie accoppiate trasferisce soltanto calore sensibile, i titoli dei due nuovi stati  $M'$  e  $G$  assumeranno semplicemente i seguenti valori:

$$x_{M',k} = x_{M,k}$$

$$x_{G,k} = x_{H,k} = x_{I,k}$$

Tuttavia la determinazione completa di questi stati richiede, anche in questo caso, un procedimento iterativo.

Si fissa un valore di primo tentativo della nuova temperatura  $T_H^{*0}$  pari a quella del caso di UTA semplice  $T_H$  (si ricorda infatti che lo stato  $H$  si sposta sul diagramma psicrometrico andando ad attuare questo tipo di recupero, a differenza invece dello stato  $H'$ ); il procedimento da iterare è il seguente:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{M',k}^i = T_{M,k} - \varepsilon \cdot (T_{M,k} - T_{H,k}^i) \\ J_{M',k}^i = T_{M',k}^i + x_{M',k}^i \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{M',k}^i) \\ J_{H,k}^i = J_{H',k} \cdot (1 - f_b) + J_{M',k}^i \cdot f_b \\ T_{H,k}^{i+1} = \frac{J_{H,k}^i - 2500 \cdot x_{H,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{H,k}} \\ \Delta T_{H\%} = \frac{T_{H,k}^i - T_{H,k}^{i+1}}{T_{H,k}^i} \cdot 100 \end{array} \right.$$

con  $i$  che andrà, come al solito, da 0 ad un numero sufficiente a ridurre l'errore al di sotto di un valore limite accettabile. Pure questa volta si è osservato che con 10 iterazioni si giunge sempre facilmente a convergenza.

Tuttavia, occorre fare attenzione che, in questo caso, come si nota dai pedici  $k$  nelle espressioni scritte, il procedimento va ripetuto per ogni ora della giornata, in quanto il punto  $M$  varia durante il periodo di funzionamento della macchina.

Altro particolare da non trascurare è il fatto che nella prima batteria dello scambiatore (la più fredda) non si vuole assolutamente la formazione di condensa, in quanto ciò porterebbe problemi di corrosione e malfunzionamenti. Infatti, soprattutto se si utilizza a tale scopo la batteria di pre-riscaldamento, essa non è affatto progettata per essere bagnata, seppure sporadicamente, dall'acqua liquida che condensa.

Per ovviare a questo problema bisogna porre un limite inferiore sulla temperatura  $T_{M'}$ , preoccupandosi che questa non scenda mai al di sotto di  $T_{SAT}(x_{M'})$ . La prima espressione del procedimento riportato sopra diventerà quindi:

$$T_{M',k}^i = \max \left[ T_{M,k} - \varepsilon \cdot (T_{M,k} - T_{H,k}^i) ; \frac{4030.183}{16.6536 - \ln \left( P_{TOT} \cdot \frac{x_{M',k}}{0.622 + x_{M',k}} \times 10^{-3} \right)} - 235 \right]$$

L'eventuale limitazione della  $T_{M'}$  al valore di saturazione si ottiene andando a regolare lo scambio termico attraverso l'apposita valvola a tre vie.

La regolazione dello scambiatore a batterie accoppiate si rivela necessaria anche in un'altra situazione: se il punto  $G$ , con lo scambiatore che funziona al pieno delle sue capacità, viene a trovarsi ad una temperatura maggiore di quella di immissione  $T_I$ , l'aria che ottengo, se non ne aumento la portata, non risulterà più adatta a contrastare pienamente il carico sensibile.

In questo caso occorrerà quindi regolare lo scambio di calore tra monte e valle della batteria fredda, andando questa volta a limitare la temperatura del punto  $G$ , in modo da farlo coincidere con quello di immissione  $I$ .

Purtroppo una regolazione dello scambiatore causa, sul diagramma psicrometrico, il contemporaneo spostamento dei punti  $M'$ ,  $H$  e  $G$ , per cui, ancora una volta, l'elevato numero di variabili che definiscono il problema rende necessaria l'implementazione di un secondo procedimento iterativo.

Per prima cosa occorre verificare se ci si trova nella situazione suddetta: si determina a tale scopo la temperatura del punto  $G$  con lo scambiatore a pieno regime:

$$T_{G,k}^{MAX} = T_{H,k}^{MAX} + (T_{M,k} - T_{M',k}^{MAX})$$

Se risulta:

$$T_{I,k} - T_{G,k}^{MAX} < 0$$

ocorrerà provvedere alla regolazione dello scambiatore.

L'apice "MAX" identifica le temperature ottenute facendo lavorare lo scambiatore alla massima efficienza. Tutte le grandezze determinate attraverso il procedimento riportato sopra in parentesi graffa andrebbero insignite di tale apice.

Per determinare invece gli stati che assume l'aria a seguito della regolazione, si procede come già detto, iterativamente: si stabilisce di nuovo un valore di primo tentativo per la temperatura  $T_H$ , pari a quello ottenuto dal processo precedente  $T_H^{MAX}$ , e si segue un procedimento molto simile a quello già visto prima:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{M',k}^i = T_{M,k} - (T_{I,k} - T_{H,k}^i) \\ J_{M',k}^i = T_{M',k}^i + x_{M',k}^i \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{M',k}^i) \\ J_{H,k}^i = J_{H',k} \cdot (1 - f_b) + J_{M',k}^i \cdot f_b \\ T_{H,k}^{i+1} = \frac{J_{H,k}^i - 2500 \cdot x_{H,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{H,k}} \\ \Delta T_{H\%} = \frac{T_{H,k}^i - T_{H,k}^{i+1}}{T_{H,k}^i} \cdot 100 \end{array} \right.$$

sempre con  $i$  che va da 0 a 10.

Alla fine si perviene alla determinazione degli stati  $M'$  ed  $H$ , a seguito di un'eventuale regolazione dello scambiatore.

Lo stato  $G$  sarà dato, in definitiva, dalle seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} x_{G,k} &= x_{H,k} = x_{I,k} \\ T_{G,k} &= T_{H,k} + (T_{M,k} - T_{M',k}) \\ J_{G,k} &= T_{G,k} + x_{G,k} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{G,k}) \end{aligned}$$

#### - FUNZIONAMENTO PARZIALE DELL'UTA

Se ci si trova nelle condizioni esposte a pagina 96, in cui l'UTA si trova a lavorare in regime parziale, il recupero termico rigenerativo viene automaticamente disinserito.

In questa situazione, infatti, la macchina si preoccupa soltanto di contrastare il carico sensibile, regolando solo la temperatura dell'aria da immettere e non la sua umidità; per fare ciò, essa deve fornire all'aria solo potenza frigorifera, annullando completamente la potenza termica di post-riscaldamento. È chiaro che, in questo caso, il recupero termico rigenerativo tramite scambiatore a batterie accoppiate diventa completamente inutile, non essendoci più un flusso d'aria da riscaldare dopo il raffreddamento.

Sul modello TFM, nelle colonne dedicate al recupero rigenerativo, verrà indicato "Disinserito", e il calcolo procederà come se fosse stato selezionato "NO" di fianco alla voce relativa a tale soluzione impiantistica.



### 5.3.4 BY-PASS PARZIALE DELL'ARIA DI RICIRCOLO

Un'idea concettualmente simile a quella del recupero termico rigenerativo è quella del by-pass parziale dell'aria: perché non utilizzare parte dell'aria ancora da trattare, e quindi più calda, per post-riscaldare la corrente fredda uscente dalla batteria di raffreddamento?

Questa tecnica può essere realizzata utilizzando sia l'aria di ricircolo sia quella di miscela, tuttavia non sempre risulta possibile applicarla; inoltre, i risultati che si ottengono sfruttando l'una o l'altra variante, dipendono molto dalle condizioni climatiche e dal comportamento dell'utenza.

Alla fine verranno esposte tutte le considerazioni d'interesse.

L'unità di trattamento che si avvale del parziale by-pass dell'aria di ricircolo, implementata nel modello TFM, è schematizzata nella figura sotto.

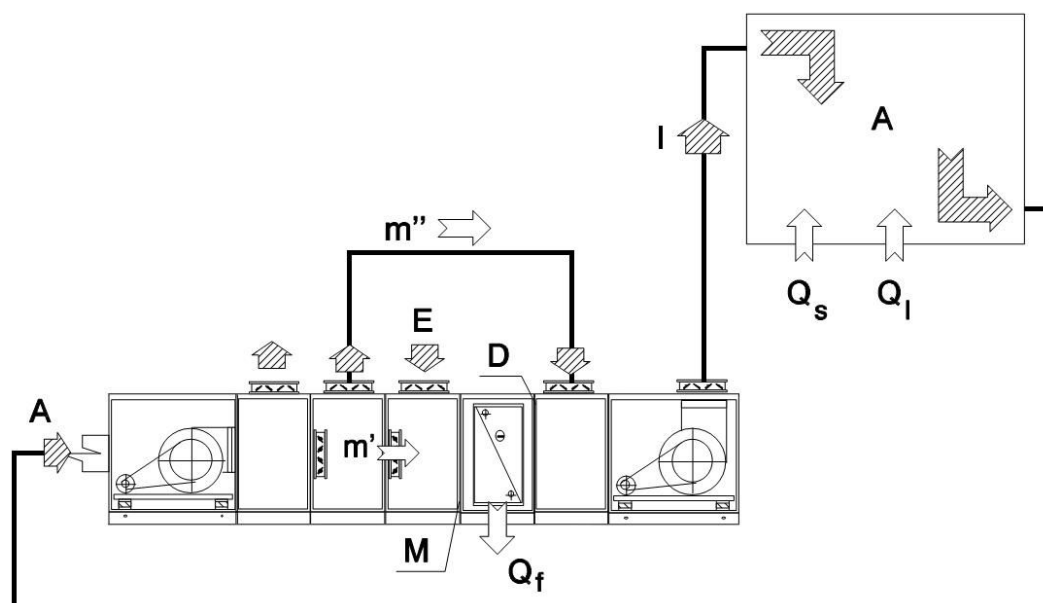


Figura 5.18 - Impianto con parziale by-pass dell'aria di ricircolo.

Come si può osservare dallo schema di impianto, adottando il by-pass parziale dell'aria si riesce ad eliminare la batteria di post-riscaldamento, utilizzando appunto, a tale scopo, parte dell'aria di ricircolo (o di miscela). Per questo motivo appare chiaro che, per studiare questa tipologia di impianto, sarà necessario disinserire, se presente, lo scambiatore rigenerativo a batterie accoppiate. Infatti, come è stato detto

a inizio paragrafo, le due soluzioni si somigliano molto e sfruttano lo stesso concetto, quindi l'utilizzo simultaneo di entrambe si rivela una scelta non attuabile, quanto più assolutamente inutile.

Il recupero termico sull'aria di espulsione, eventualmente accoppiato al raffreddamento adiabatico indiretto, invece, può tranquillamente convivere con le soluzioni di by-pass.

In definitiva, per applicare tali tecniche, nel modello TFM si prende in considerazione l'UTA con possibilità di recupero sull'aria ricambiata. Il risparmio energetico conseguibile sarà pertanto calcolato in riferimento a tale tipologia di impianto.

L'unica differenza nello studio della macchina rispetto ai casi precedenti risiede nella determinazione delle portate d'aria da trattare  $m'$  e da by-passare  $m''$ , e dei nuovi stati  $M$ ,  $D$  e  $D'$  che assume l'aria sotto questa configurazione dell'UTA. Le portate di aria da immettere nel locale  $m_a$ , da ricambiare con l'esterno  $m_{rin}$  e da ricircolare  $m_{ric}$ , nonché gli stati  $E$ ,  $E'$ ,  $A$  ed  $I$ , restano invariati.

Ancora una volta, una soluzione diretta del problema non è possibile: per ottenere tutte le grandezze d'interesse occorre andare per tentativi.

Si stabilisce un valore iniziale per la temperatura dell'aria all'uscita della batteria fredda (stato  $D$ ); si può scegliere, ad esempio, il valore determinato in precedenza nel caso di impianto con batteria di post-riscaldamento:

$$T_{D,k}^0 = T_{H,k}$$

Nell'ultima sezione della macchina, l'aria trattata  $m'$ , nello stato  $D$ , viene mescolata adiabaticamente con l'aria by-passata  $m''$ , che si trova nello stato  $A$  caratteristico dell'ambiente da condizionare; la portata d'aria  $m_a$  all'uscita della camera di miscela dovrà trovarsi allo stato di immissione  $I$  calcolato in precedenza. Sul diagramma psicrometrico, quindi, i punti  $A$ ,  $I$  e  $D$  devono cadere sulla stessa retta, per cui tra temperatura e titolo corrispondenti a tali stati deve sussistere la seguente relazione:

$$\frac{x_A - x_D}{x_A - x_I} = \frac{T_A - T_D}{T_A - T_I}$$

Utilizzando il valore di primo tentativo assegnato alla temperatura dell'aria nello stato  $D$  è possibile dare inizio al procedimento iterativo, andando ad esplicitare il titolo  $x_D$  dalla relazione appena scritta:

$$x_{D,k}^i = x_A - (x_A - x_{I,k}) \cdot \frac{T_A - T_{D,k}^i}{T_A - T_{I,k}}$$

Si prosegue poi determinando l'entalpia dell'aria in uscita dalla batteria di raffreddamento:

$$J_{D,k}^i = T_{D,k}^i + x_{D,k}^i \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{D,k}^i)$$

Scrivendo ora le equazioni di bilancio della massa d'acqua e dell'energia nella sezione di mescolamento a valle della batteria fredda, si ottiene:

$$\begin{cases} (\dot{m}_{rin} + \dot{m}^i) \cdot x_D + \dot{m}'' \cdot x_A = \dot{m}_a \cdot x_I \\ (\dot{m}_{rin} + \dot{m}^i) \cdot J_D + \dot{m}'' \cdot J_A = \dot{m}_a \cdot J_I \end{cases}$$

dalle quali si riescono ad isolare i valori di portata d'aria da trattare e da by-passare:

$$\dot{m}_k^i = \dot{m}_{a,k} \cdot \frac{J_{I,k} - J_A \cdot \frac{x_{I,k}}{x_A}}{J_{D,k}^i - J_A \cdot \frac{x_{D,k}^i}{x_A}} - \dot{m}_{rin,k}$$

$$\dot{m}_k^{ii} = \frac{\dot{m}_{a,k} \cdot x_{I,k} - (\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}_k^i) \cdot x_{D,k}^i}{x_A}$$

Una volta ricavate queste portate, è possibile identificare completamente lo stato  $M$  che caratterizza l'aria in uscita dalla prima camera di miscela (quella a monte della batteria fredda):

$$x_{M,k}^i = \frac{\dot{m}_k^i \cdot x_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot x_{E,k}}{\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}_k^i}$$

$$J_{M,k}^i = \frac{\dot{m}_k^i \cdot J_A + \dot{m}_{rin,k} \cdot J_{E,k}}{\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}_k^i}$$

$$T_{M,k}^i = \frac{J_{M,k}^i - 2500 \cdot x_{M,k}^i}{1 + 1.9 \cdot x_{M,k}^i}$$

L'aria che attraversa la batteria di raffreddamento passa dallo stato  $M$  allo stato  $D$ ; applicando la definizione di fattore di by-pass, è possibile

calcolare il valore assunto dal titolo nello stato  $D'$  che avrebbe l'aria in uscita dalla batteria se  $f_b$  fosse nullo (batteria ideale):

$$x_{D',k}^i = \frac{x_{D,k}^i - f_b \cdot x_{M,k}^i}{1 - f_b}$$

Sapendo che lo stato  $D'$  è caratterizzato da un valore del grado igrometrico pari a 1, si riesce a determinare la sua temperatura tramite la pressione di saturazione, ottenuta in funzione del titolo  $x_{D'}$ :

$$P_{SAT\ D',k}^i = \frac{P_{TOT} \cdot x_{D',k}^i}{0.622 + x_{D',k}^i}$$

$$T_{D',k}^i = \frac{4030.183}{16.6536 - \ln(P_{SAT\ D',k}^i)} - 235$$

D'altra parte, sul diagramma psicrometrico, il punto  $D'$  dovrà trovarsi allineato con i punti  $D$  ed  $M$ ; ciò significa che il titolo  $x_{D'}$  deve soddisfare la seguente relazione:

$$\tilde{x}_{D',k}^i = x_{D,k}^i - (x_{M,k}^i - x_{D,k}^i) \cdot \frac{T_{D,k}^i - T_{D',k}^i}{T_{M,k}^i - T_{D,k}^i}$$

A questo punto si può confrontare il valore di  $x_{D'}$  appena ricavato con quello ottenuto dalla definizione di fattore di by-pass, andando a determinare una sorta di errore percentuale sul titolo:

$$\Delta x_{D',k}^i = \frac{\tilde{x}_{D',k}^i - x_{D',k}^i}{\tilde{x}_{D',k}^i} \cdot 100$$

In teoria si dovrebbe procedere con le iterazioni, andando a variare gradualmente il valore iniziale di  $T_D$ , fintanto che questo scostamento percentuale sul titolo non scende sotto ad un valore di tolleranza prefissato.

Tuttavia, data la scarsa velocità di convergenza del processo (a differenza dei problemi affrontati finora) si è reso necessario, nel modello TFM, creare una *macro*, che svolga il compito di andare ad azzerare l'errore  $\Delta x_{D',k}$  variando il valore della temperatura  $T_{D,k}$ .

A tal fine è stato utilizzato il comando di Excel “*ricerca obiettivo*”.

Determinati tutti gli stati che assume l'aria nell'attraversamento dell'UTA e le portate in gioco, resta da calcolare la potenza termica che la batteria fredda sottrae all'aria:

$$Q_{F,k} = (\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}'_k) \cdot (J_{M,k} - J_{D,k})$$

Infine, la portata d'acqua che condensa sui tubi della batteria è pari a:

$$\dot{m}_{H_2O,k} = (\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}'_k) \cdot (x_{M,k} - x_{D,k})$$

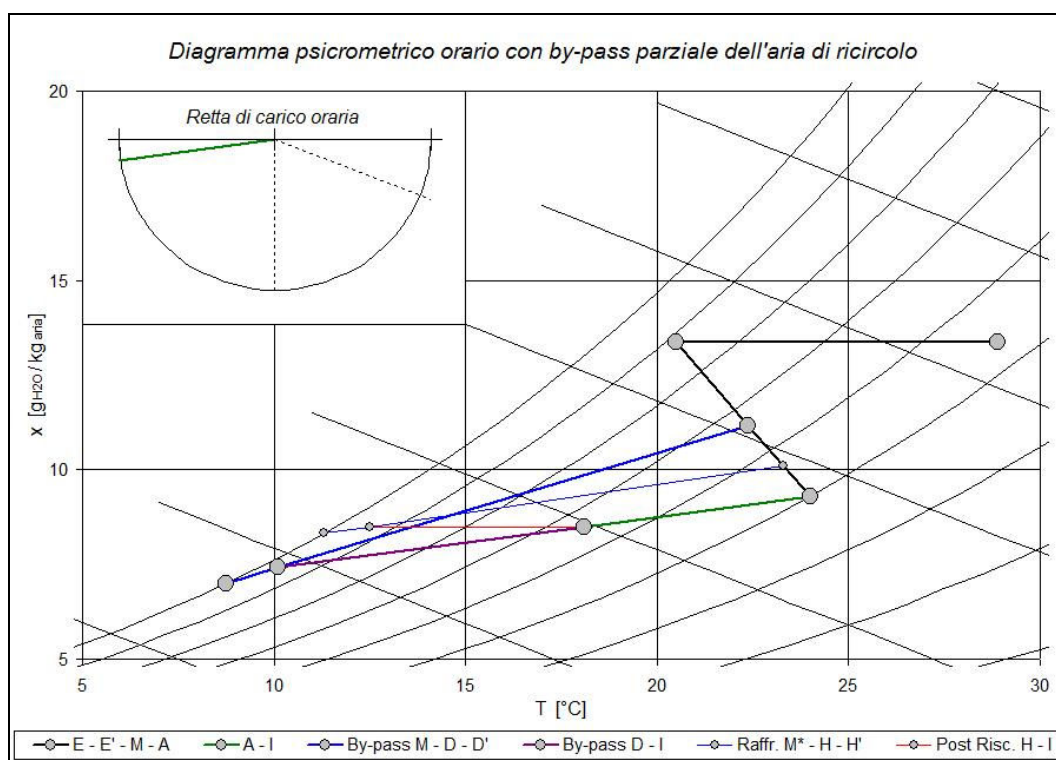


Figura 5.19 - Diagramma psicrometrico dell'UTA con parziale by-pass dell'aria di ricircolo; in linea sottile è rappresentato anche il funzionamento della macchina tradizionale.

### 5.3.5 BY-PASS PARZIALE DELL'ARIA DI MISCELA

Una seconda variante della tecnica di by-pass parziale dell'aria consiste, come già accennato, nello sfruttare l'aria di miscela, in luogo a quella di ricircolo, per post-riscaldare la corrente d'aria che esce dalla batteria di raffreddamento.

Lo schema di impianto di un'UTA che si avvale di questa soluzione viene rappresentato nella figura sottostante.

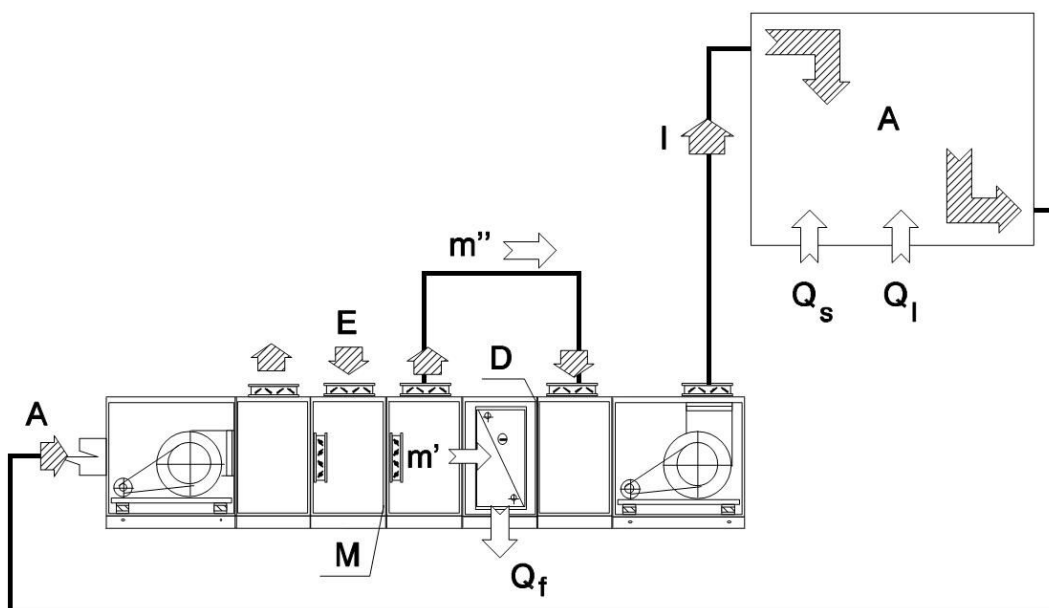


Figura 5.20 - Impianto con parziale by-pass dell'aria di miscela.

Il calcolo si sviluppa sulla falsa riga del caso precedente, con la differenza che questa volta il punto di miscela  $M$  resta invariato rispetto all'UTA semplice. Quindi gli unici stati da determinare ora sono quelli all'uscita della batteria fredda  $D$  e  $D'$ , oltre ovviamente alle portate d'aria da trattare  $m'$  e da by-passare  $m''$ .

Il procedimento da seguire per determinare lo stato ideale  $D'$  è, come al solito, di tipo iterativo, mentre, questa volta, lo stato  $D$  e le portate  $m'$  ed  $m''$  si calcolano successivamente in modo diretto.

Si assegna alla temperatura media della batteria di raffreddamento un valore di tentativo iniziale pari a quello ottenuto nel caso di configurazione standard dell'UTA:

$$T_{D',k}^0 = T_{H',k}$$

Sapendo che il punto  $D'$  si trova sulla curva di saturazione ( $\phi_{D'}=1$ ), titolo ed entalpia si calcolano come:

$$x_{D',k}^i = 0.622 \frac{P_{SAT}(T_{D',k}^i)}{P_{TOT} - P_{SAT}(T_{D',k}^i)}$$

in cui:

$$P_{SAT}(T_{D',k}^i) = \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{T_{D',k}^i - 235}\right)$$

e

$$J_{D',k}^i = T_{D',k}^i + x_{D',k}^i \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{D',k}^i)$$

D'altra parte, sul diagramma psicrometrico, il punto  $D'$  deve cadere sulla retta cui appartengono i punti  $M$  ed  $I$ , noti.

Sotto questa considerazione è possibile calcolare un nuovo valore della temperatura  $T_{D'}$  mediante la seguente relazione:

$$\tilde{T}_{D',k}^i = T_{M,k} - (T_{M,k} - T_{I,k}) \cdot \frac{x_{M,k} - x_{D',k}^i}{x_{M,k} - x_{I,k}}$$

A questo punto si confronta il valore di  $T_{D'}$  appena ricavato con quello di tentativo iniziale, andando a definire, ancora una volta, una specie di errore percentuale sulla temperatura dello stato  $D'$ :

$$\Delta T_{D',k}^i = \frac{\tilde{T}_{D',k}^i - T_{D',k}^i}{\tilde{T}_{D',k}^i} \cdot 100$$

Quando questo scostamento raggiunge un valore massimo accettabile di tolleranza, si può dire di aver determinato con sufficiente precisione lo stato  $D'$ .

Il raggiungimento della convergenza del processo viene affidato alla stessa macro creata per il caso di by-pass dell'aria di ricircolo.

Per quanto riguarda lo stato  $D$  dell'aria in uscita dalla batteria fredda, esso è facilmente determinabile mediante il fattore di by-pass:

$$x_{D,k} = f_b \cdot x_{M,k} + (1 - f_b) \cdot x_{D',k}$$

$$J_{D,k} = f_b \cdot J_{M,k} + (1 - f_b) \cdot J_{D',k}$$

$$T_{D,k} = \frac{J_{D,k} - 2500 \cdot x_{D,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{D,k}}$$

Nella sezione successiva dell'UTA avviene il mescolamento adiabatico della corrente by-passata  $m''$ , nello stato  $M$ , con quella trattata  $m'$ , nello stato  $D$ .

Scrivendo i bilanci di massa d'acqua e di energia per le correnti che confluiscono nella camera di miscela a valle della batteria di raffreddamento si ottengono le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} \dot{m}' \cdot x_D + \dot{m}'' \cdot x_M = \dot{m}_a \cdot x_I \\ \dot{m}' \cdot J_D + \dot{m}'' \cdot J_M = \dot{m}_a \cdot J_I \end{cases}$$

Dalle quali si ricavano le portate d'aria  $m'$  ed  $m''$ :

$$\dot{m}'_k = \dot{m}_{a,k} \cdot \frac{J_{I,k} - J_{M,k} \cdot \frac{x_{I,k}}{x_{M,k}}}{J_{D,k} - J_{M,k} \cdot \frac{x_{D,k}}{x_{M,k}}}$$

$$\dot{m}''_k = \frac{\dot{m}_{a,k} \cdot x_{I,k} - \dot{m}'_k \cdot x_{D,k}}{x_{M,k}}$$

Come ultima cosa si determina la potenza termica che la batteria fredda sottrae all'aria:

$$Q_{F,k} = (\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}'_k) \cdot (J_{M,k} - J_{D,k})$$

La portata d'acqua che condensa sui tubi della batteria sarà pari a:

$$\dot{m}_{H_2O,k} = (\dot{m}_{rin,k} + \dot{m}'_k) \cdot (x_{M,k} - x_{D,k})$$

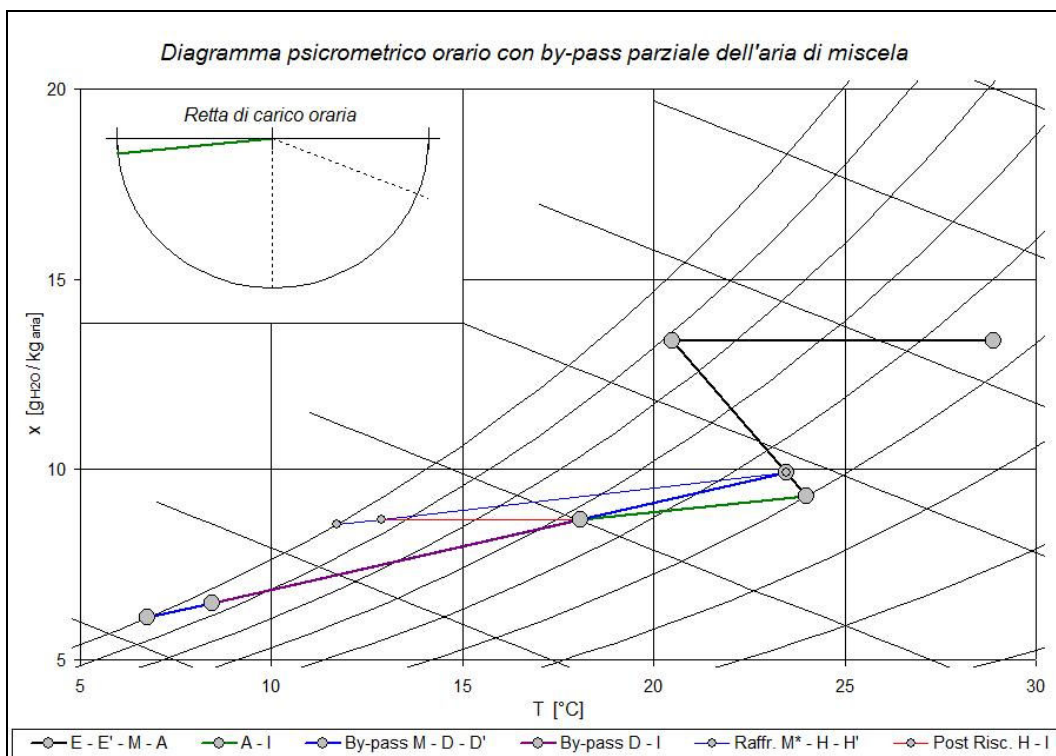


Figura 5.21 - Diagramma psicrometrico dell'UTA con parziale by-pass dell'aria di miscela; in linea sottile viene rappresentato anche il funzionamento della macchina tradizionale.



### 5.3.6 CONSIDERAZIONI E POST-PROCESSING SULLE SOLUZIONI DI BY-PASS PARZIALE DELL'ARIA

Prima di analizzare i risultati ottenuti, occorre precisare che non sempre è possibile sfruttare le soluzioni di by-pass parziale dell'aria.

Infatti, come si può vedere anche dal primo diagramma psicrometrico riportato, la condizione necessaria affinché il by-pass dell'aria di ricircolo sia attuabile, è che il proseguimento del segmento A – I (che coincide con la retta di esercizio) intersechi la curva di saturazione; e non solo, tale intersezione dovrà avvenire ad una temperatura non troppo bassa, in accordo con le specifiche della macchina frigorifera addetta alla refrigerazione dell'acqua di alimento della batteria fredda.

Per il by-pass dell'aria di miscela, poi, la condizione di applicabilità è ancora più restrittiva: in questo caso, infatti, la semiretta che deve intersecare la curva di saturazione è la prosecuzione del segmento M – I, che solitamente presenta un'inclinazione più accentuata della retta di carico.

Nel modello quindi, viene esclusa la possibilità di by-pass in quelle ore in cui le condizioni appena esposte non sono rispettate; in particolare, dal punto di vista pratico, se il procedimento iterativo fornisce risultati incompatibili con la realtà (portate negative, valori di titolo e temperatura surreali, ecc.) viene visualizzata la voce “*No by-pass*”.

Chiarito questo punto, si procede a valutare i vantaggi derivanti dall'applicazione di queste tecniche; a tale scopo si dimostra di fondamentale importanza un confronto diretto tra i risultati ottenuti e quelli relativi all'UTA tradizionale. Come si era già detto, tale macchina può disporre del recupero sull'aria di espulsione, ma non di quello rigenerativo (come si può notare anche dai due diagrammi psicrometrici riportati).

Le grandezze confrontate nel modello TFM sono la potenza  $Q_{F,k}$  che la batteria fredda è chiamata a sottrarre all'aria e la temperatura media della batteria  $T_D$ , entrambe ad ogni ora della giornata.

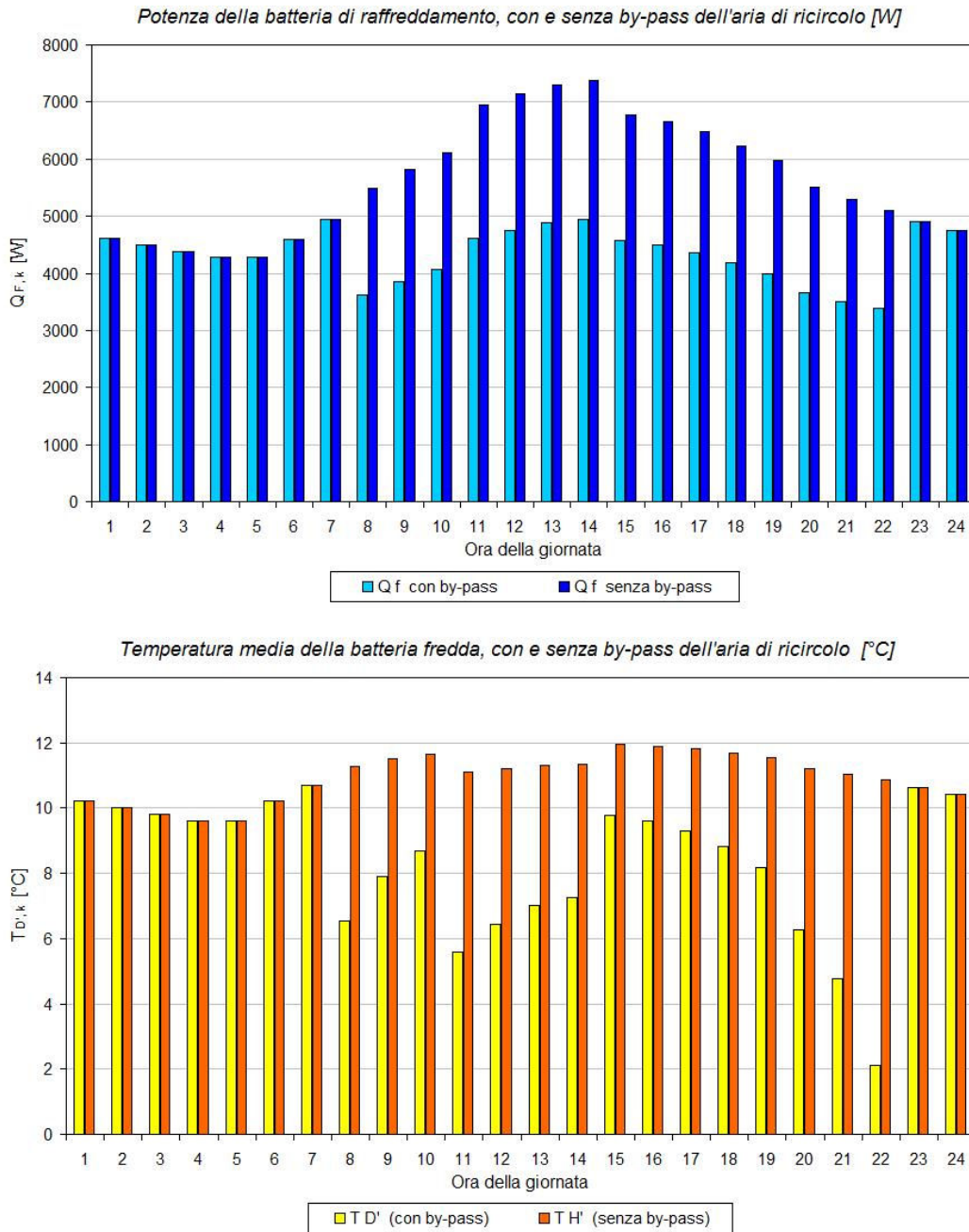


Figure 5.22 - Grafici di confronto della potenza termica sottratta all'aria  $Q_{F,k}$  e della temperatura media della batteria fredda  $T_{D',k}$  per il by-pass dell'aria di ricircolo; nelle ore in cui i due valori coincidono non è possibile applicare la tecnica.

Infatti, nonostante la potenza termica di raffreddamento risulti sempre inferiore con l'adozione del by-pass, a causa della riduzione della portata d'aria da trattare, tale corrente sarà da portare ad una temperatura più

bassa rispetto al caso di UTA tradizionale; di conseguenza l'acqua di alimento della batteria fredda, per questa tipologia di impianti, dovrà essere prodotta da un gruppo frigorifero più potente del consueto.

Ecco quindi che la valutazione del risparmio energetico conseguibile non risulta così immediata, come a prima vista si potrebbe pensare. Tuttavia questo delicato aspetto verrà preso in considerazione più avanti nel modello.

L'ultima precisazione da fare riguarda l'approccio con il quale si è affrontato il problema del by-pass, ovvero l'utilizzo di una *macro* per la risoluzione dei procedimenti iterativi.

L'idea iniziale, per la creazione del modello TFM, era quella di non utilizzare *codici* o *macro*, per cercare di lasciare più limpida la struttura della cartella di lavoro e, soprattutto, per non creare problemi con i sistemi di sicurezza informatica, che spesso diffidano molto di queste funzionalità. Tuttavia, in questo caso, si è stati costretti a venir meno a questo intento, dal momento che non è stata individuata nessuna soluzione alternativa.

Se comunque l'utente decidesse di non attivare la funzionalità *macro* per l'utilizzo del modello, l'intera cartella di lavoro, ad eccezione del solo foglio che valuta le soluzioni di by-pass, funzionerebbe correttamente. Tutto ciò per dire che il calo complessivo di potenzialità dello strumento, in questo caso, sarebbe comunque minimo.

Unità di trattamento con by-pass parziale dell'aria															
Sono state considerate due possibili soluzioni impiantistiche:															
1) By-pass parziale dell'aria di ricircolo; <span style="background-color: #90EE90;">VALUTA BY-PASS</span> <span style="float: right;">ATTENZIONE: valutando le soluzioni di by-pass viene automaticamente esclusa la possibilità di recupero di calore rigenerativo (foglio precedente)</span>															
2) By-pass parziale dell'aria di miscela.															
Per valutare il risparmio energetico conseguibile adottando tali impianti premere il pulsante "VALUTA BY-PASS".															
1) By-pass parziale dell'aria di ricircolo															
Ora	T <sub>e</sub> [°C]	J <sub>e</sub> [kJ/kg <sub>a</sub> ]	n [h <sup>-1</sup> ]	m RICAMBIO [kg/s]	m RICIRCOLO [kg/s]	m ARIA TRATT. [kg/s]	Q <sub>s,k</sub> [W]	Q <sub>L,k</sub> [W]	Q <sub>TOP</sub> [W]	m <sub>vap</sub> [kg/h]	R (t)	Recuperatore + Umidificatore		m' SAFFS	
												T <sub>e</sub> [°C]	J <sub>e</sub> [kJ/kg <sub>a</sub> ]	m <sub>w</sub> [kg <sub>H2O</sub> /h]	[kg/s]
1	22.56	51.92	1	0.047	0.157	0.204	1230.7	258.0	1488.8	0.372	0.827	20.07	49.37	1.556	0.053
2	21.96	51.30	1	0.047	0.143	0.191	1149.2	258.0	1407.2	0.372	0.817	19.86	49.15	1.453	0.045
3	21.48	50.81	1	0.047	0.132	0.179	1077.3	258.0	1335.3	0.372	0.807	19.69	48.98	1.362	0.037
4	21.12	50.44	1	0.047	0.121	0.168	1014.8	258.0	1272.8	0.372	0.797	19.56	48.85	1.283	0.031
5	21.00	50.32	1	0.047	0.121	0.168	1012.7	258.0	1270.8	0.372	0.797	19.52	48.81	1.280	0.031
6	21.24	50.57	1	0.047	0.157	0.205	1233.5	258.0	1491.5	0.372	0.827	19.61	48.90	1.559	0.053
7	21.84	51.18	1	0.047	0.195	0.242	1461.0	258.0	1719.0	0.372	0.850	19.82	49.11	1.847	0.076
8	22.92	52.28	1	0.047	0.256	0.303	1830.0	258.0	2088.0	0.372	0.876	20.19	49.50	2.313	0.113
9	24.48	53.88	1	0.047	0.340	0.387	2335.1	546.0	2881.1	0.786	0.810	20.74	50.06	2.952	0.142
10	26.28	55.72	1	0.047	0.368	0.416	2505.5	546.0	3051.5	0.786	0.821	21.37	50.70	3.167	0.159
11	28.32	57.80	1	0.047	0.389	0.436	2628.5	893.3	3521.7	1.286	0.746	22.08	51.43	3.323	0.145
12	30.24	59.76	1	0.047	0.405	0.452	2725.2	893.3	3618.4	1.286	0.753	22.76	52.12	3.445	0.155
13	31.68	61.24	1	0.047	0.419	0.467	2813.2	893.3	3706.5	1.286	0.759	23.26	52.63	3.556	0.164
14	32.64	62.22	1	0.047	0.427	0.474	2857.6	893.3	3750.8	1.286	0.762	23.60	52.97	3.612	0.169
15	33.00	62.59	1	0.047	0.425	0.472	2844.0	546.0	3390.0	0.786	0.839	23.72	53.10	3.595	0.194

Figura 5.23 - Foglio "By-pass" nel modello TFM; in evidenza il pulsante verde da premere per la valutazione delle soluzioni di by-pass.

Per valutare invece le soluzioni di by-pass parziale dell'aria nel modello, occorre, prima di tutto attivare le *macro* nella cartella di lavoro, poi, introdotti tutti i dati di ingresso finora citati, selezionare il foglio "By-pass" e premere il pulsante verde "VALUTA BY-PASS".

## 5.4 FREE-COOLING

Con il termine *free-cooling* ci si riferisce ad una serie di tecniche finalizzate al risparmio energetico nella climatizzazione di un edificio, sfruttando le condizioni esterne favorevoli [21].

Come si è visto, il carico termico di un locale è funzione prevalentemente della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare. Più alte sono queste due grandezze, maggiore è il carico termico per il condizionamento estivo (e viceversa per il riscaldamento invernale).

Un alto grado di isolamento termico, imposto sempre più dalle recenti normative in ambito energetico, incide in maggior misura sulla potenza richiesta per il riscaldamento, piuttosto che su quella di condizionamento estivo, a causa del diverso salto termico tra interno ed esterno, molto maggiore in inverno rispetto all'estate.

Tuttavia, un buon isolamento può portare notevoli vantaggi anche in regime di funzionamento estivo dell'impianto, permettendo, previa l'adozione di macchine adeguate, un migliore sfruttamento del free-cooling per risparmiare energia (vedi capitolo 7).

Infatti, una conseguenza dell'isolamento negli edifici è quella di anticipare l'inversione dei carichi termici, ovvero la commutazione tra riscaldamento e climatizzazione. In questo modo verranno a crearsi più frequentemente le condizioni favorevoli per condizionare gratuitamente l'ambiente, sfruttando una bassa temperatura dell'aria esterna.

È poi abbastanza facile capire come il free-cooling possa dare i migliori risultati nelle mezze stagioni, quando le condizioni esterne si avvicinano di più a quelle che si desidera mantenere all'interno.

Esistono sostanzialmente tre tipologie di free-cooling:

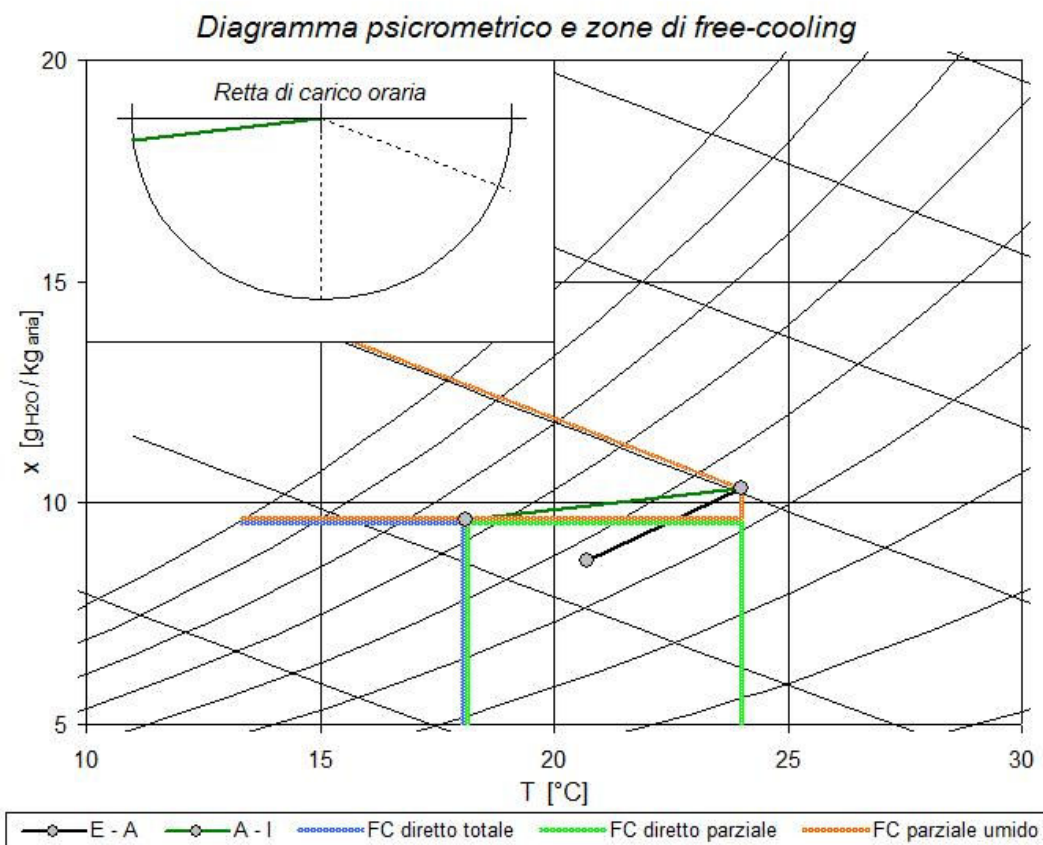
- *free-cooling diretto*: si ottiene sfruttando direttamente l'aria esterna per climatizzare il locale;
- *free-cooling indiretto*: l'aria esterna viene utilizzata per raffreddare l'acqua di un impianto di condizionamento;
- *free-cooling indiretto da sorgente geotermica*: si utilizza l'acqua di una sorgente geotermica per raffreddare gli ambienti.

In questa sede viene preso in considerazione soltanto il free-cooling diretto, magari affiancato da soluzioni impiantistiche quali il raffreddamento adiabatico indiretto (RAI) o diretto (RAD).

Premesso quindi che d'ora in avanti si parlerà soltanto di free-cooling diretto, è possibile individuare sul diagramma psicrometrico tre zone distinte in cui è possibile sfruttare la tecnica, anche se con modalità e vantaggi differenti:

- *free-cooling diretto totale*: l'aria esterna è in grado di sopperire completamente sia al carico sensibile che a quello latente, senza alcun ausilio dalla batteria fredda, che in questa situazione rimane spenta. Addirittura, in certi casi si è costretti ad immettere aria troppo fredda e quindi, laddove non sia consentito un sufficiente miscelamento con l'aria ambiente, è necessario ricorrere ad un suo riscaldamento.
- *free-cooling diretto parziale*: in questa situazione l'aria esterna è in grado di contrastare completamente il carico latente, ma solo parzialmente quello sensibile, quindi, per essere immessa nel locale nelle giuste condizioni, necessita di essere un po' raffreddata; il dispendio energetico è comunque inferiore rispetto al caso senza free-cooling.
- *Free-cooling diretto parziale e umido*: vi è poi una terza zona sul diagramma psicrometrico nella quale l'aria si trova ancora in uno stato energetico inferiore a quello dell'aria ambiente, ma non a sufficienza da riuscire a far fronte completamente né al carico sensibile, né a quello latente. È richiesto perciò, in questo caso, un intervento sia della batteria fredda, per contrastare il carico sensibile, che di quella di post-riscaldamento, per il controllo dell'umidità.

Ancora una volta i consumi totali saranno sempre inferiori (anche se non di molto) a quelli che si avrebbero senza lo sfruttamento del free-cooling.



*Figura 5.24 – Zone di free-cooling sul diagramma psicrometrico: in basso a sinistra FC totale (azzurro), in basso al centro FC parziale (verde) e più sopra FC parziale umido (arancione).*

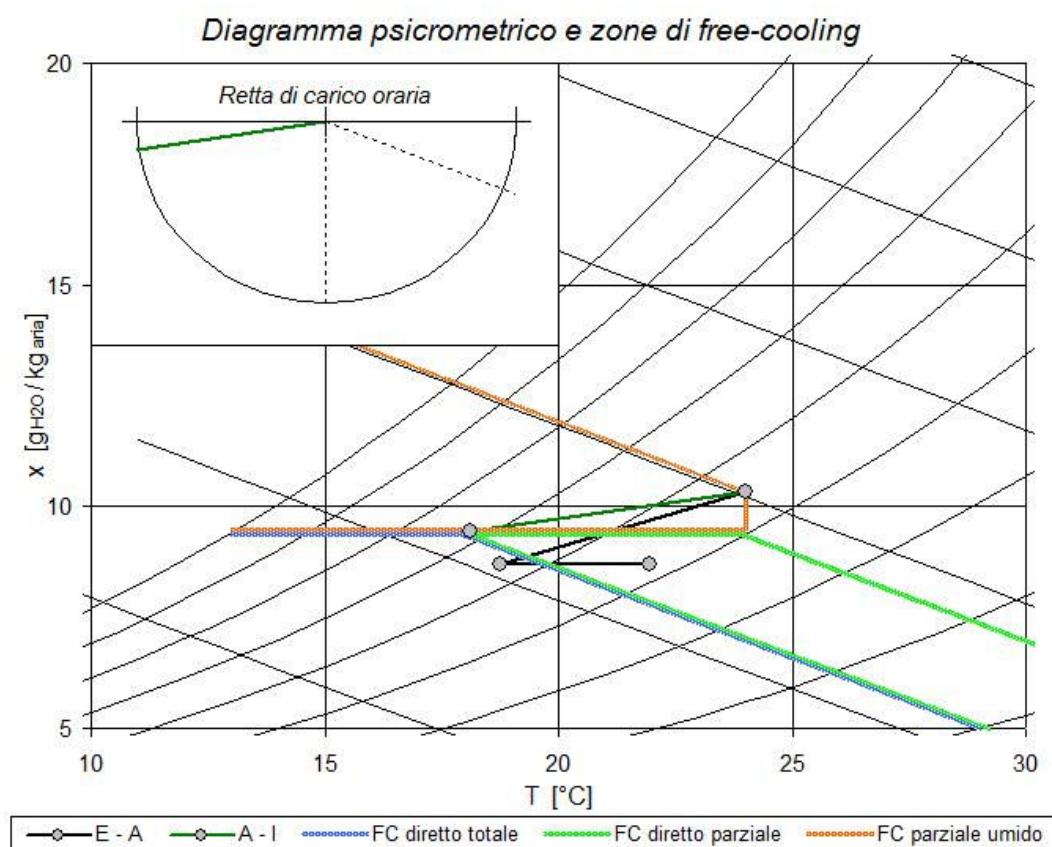
Vi sono poi le due soluzioni, menzionate in precedenza, da poter affiancare al free-cooling al fine di migliorarne l'efficacia e l'applicabilità.

La prima, il recupero termico con raffreddamento adiabatico indiretto, sposta lo stato dell'aria esterna dal punto *E* al punto *E'*, come già visto nel paragrafo 5.3.2; tale spostamento, verso sinistra, risulta sempre vantaggioso nell'applicazione del free-cooling.

La seconda strategia, invece, consiste nel raffreddare l'aria trattata direttamente mediante un umidificatore adiabatico ad acqua, posto a monte della batteria fredda, in modo da ridurre gratuitamente la potenza

frigorifera da fornire all'aria. Ovviamente questa operazione è possibile soltanto quando l'umidità assoluta dell'aria da trattare (quella esterna) è inferiore a quella da immettere nel locale, quindi non riguarda assolutamente il free-cooling umido.

La conseguenza che porta l'applicazione di questa tecnica è un ampliamento, sul diagramma psicrometrico, delle zone di free-cooling totale e parziale, come mostrato nella figura sotto.



*Figura 5.25 – Zone di free-cooling sul diagramma psicrometrico: si può notare lo spostamento verso sinistra del punto E (RAI), e l'ampliamento verso destra delle zone di free-cooling (RAD).*

L'ultima precisazione da fare, prima di andare a vedere nel dettaglio come il modello TFM affronta il free-cooling, riguarda il controllo dell'umidità ambiente.

Quando si ha intenzione di sfruttare il free-cooling per climatizzare un locale, è necessario giungere ad un compromesso nella regolazione dell'umidità interna. Se infatti si volesse a tutti i costi mantenere

un'umidità costante, i vantaggi fruibili dal free-cooling si ridurrebbero drasticamente, fino ad annullarsi nei casi peggiori.

Quello che si fa, invece, è cercare di mantenere il grado igrometrico al di sotto di un valore limite (per esempio quello di progetto), oltre il quale le condizioni di benessere non sarebbero più rispettate; dal lato opposto, se anche per qualche ora l'umidità nel locale dovesse scendere al di sotto del valore di progetto, il livello di comfort delle persone che lo occupano non ne risentirebbe eccessivamente.

Indipendentemente dal tipo di free-cooling che si va a realizzare, è interessante effettuare una prima stima approssimativa sul risparmio energetico conseguibile.

Le potenze termiche che è possibile neutralizzare immettendo nell'ambiente l'aria nelle condizioni esterne, valgono:

$$\begin{aligned} Q_{S,FC} &= \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_A - T_E) \\ Q_{L,FC} &= \dot{m}_a \cdot r_{H_2O} \cdot (x_A - x_E) \\ Q_{TOT,FC} &= Q_{S,FC} + Q_{L,FC} = \dot{m}_a \cdot (J_A - J_E) \end{aligned}$$

Confrontando tali valori con i carichi termici propri del locale, si ottiene che i risparmi percentuali sensibile e latente, dovuti al free-cooling sono:

$$\Delta Q_S [\%] = \begin{cases} 100 & \text{se } Q_{S,FC} \geq Q_S \\ \frac{Q_{S,FC}}{Q_S} \cdot 100 & \text{se } 0 < Q_{S,FC} < Q_S \\ 0 & \text{se } Q_{S,FC} \leq 0 \end{cases}$$

$$\Delta Q_L [\%] = \begin{cases} 100 & \text{se } Q_{L,FC} \geq Q_L \\ \frac{Q_{L,FC}}{Q_L} \cdot 100 & \text{se } 0 < Q_{L,FC} < Q_L \\ 0 & \text{se } Q_{L,FC} \leq 0 \end{cases}$$

Con riferimento alle figure 5.24 e 5.25, quando ci si trova nell'area di free-cooling totale entrambi i guadagni saranno pari al 100%; nell'area di free-cooling parziale, invece, solo il carico latente potrà essere pienamente contrastato, mentre per sopperire a quello sensibile occorre



un'integrazione di potenza frigorifera; infine, nel caso parziale umido è il carico latente a non poter essere contrastato, mentre quello sensibile potrà essere equilibrato pienamente o soltanto parzialmente.

#### 5.4.1 FREE-COOLING DIRETTO TOTALE

Prima di analizzare il comportamento del modello in presenza del free-cooling, si rende necessaria una semplice premessa: dal momento che il recupero termico con raffreddamento adiabatico indiretto (*REC+RAI*) è già stato studiato nel paragrafo 5.3.2, nelle formule che seguono si farà sempre riferimento allo stato *E* per quel che riguarda l'aria esterna; se poi l'utente ha previsto l'opzione *REC+RAI* nel foglio "U.T.A.", allora dovrà considerare tutte le grandezze che incontra nel seguito non relative allo stato *E* quanto al nuovo stato *E'*.

Ricollegandosi alla definizione di free-cooling diretto totale fornita prima, si può affermare che l'intero carico frigorifero potrà essere garantito attraverso l'immissione in ambiente di sola aria esterna, solo se questa si trova ad una temperatura e ad un titolo entrambi inferiori a quelli che caratterizzano il punto di immissione teorico  $I^T$ .

In termini matematici, ci si trova nella situazione di free-cooling diretto totale (area azzurra, in basso a sinistra in figura 5.24) se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

$$\begin{cases} T_{E,k} < T_{I^T,k} \\ x_E < x_{I^T,k} \end{cases}$$

In questa situazione, come è già stato detto, l'aria è sufficientemente fredda e asciutta da poter contrastare pienamente sia il carico sensibile che quello latente.

Occorrerà in primo luogo individuare il nuovo punto di mescolamento *M* e le corrispondenti portate di rinnovo  $\dot{m}_{rin,k}$  e ricircolo  $\dot{m}_{ric,k}$ ; se, infatti, venisse immessa tutta aria esterna in queste condizioni, con le stesse portate calcolate in precedenza, la potenza frigorifera fornita all'ambiente sarebbe eccessiva e si renderebbe necessario un

riscaldamento del locale. Tuttavia, come si vedrà, ci sono casi in cui questa operazione risulta inevitabile.

Il nuovo stato  $M^{FC}$  sarà quindi definito dalle seguenti relazioni:

$$T_{M,k}^{FC} = \min[T_{I^T,k}; T_{M^*,k}]$$

$$x_{M,k}^{FC} = x_A - (x_A - x_E) \cdot \frac{T_A - T_{M,k}^{FC}}{T_A - T_{E,k}}$$

$$J_{M,k}^{FC} = T_{M,k}^{FC} + x_{M,k}^{FC} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{M,k}^{FC})$$

Come si vede dalla prima relazione, il punto  $M^*$ , calcolato nel caso di UTA semplice, rimane un vincolo importante: esso definisce infatti la quantità di aria che è possibile ricircolare, rispettando comunque i ricambi richiesti dall'utente.

Se la temperatura del punto  $M^*$  risulta inferiore a quella di immissione teorica  $T_{I^T}$ , si è costretti a prendere  $T_{M^*}$  come nuova temperatura di immissione, perché andare a miscelare altra aria ambiente cercando di raggiungere il punto  $I^T$ , provocherebbe un insufficiente ricambio d'aria nel locale.

Le portate d'aria da trattare, rinnovare e ricircolare, quindi, rispetto al caso di UTA semplice, cambieranno nel seguente modo:

$$\dot{m}_{a,k}^{FC} = \max \left\{ \frac{Q_{S,k}}{c_{pa} \cdot (T_A - T_{I^T})} ; \dot{m}_{a,k}^* \right\}$$

$$\dot{m}_{ric,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} \cdot \frac{x_{M,k}^{FC} - x_E}{x_A - x_E}$$

$$\dot{m}_{rin,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} - \dot{m}_{ric,k}^{FC}$$

È chiaro che se la portata di aria da immettere è già impostata al minimo a causa dei ricambi imposti e la temperatura  $T_M^{FC}$  è inferiore a  $T_{I^T}$ , si rivela indispensabile un riscaldamento dell'aria da immettere, il quale richiederà la seguente potenza termica:

$$Q_{PR,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} \cdot (J_{I,k}^{FC} - J_{M,k}^{FC})$$

dove il punto  $I^{FC}$  identifica lo stato di immissione reale dell'aria in presenza di free-cooling, ed è definito nel seguente modo:

$$x_{I,k}^{FC} = x_{M,k}^{FC}$$

$$T_{I,k}^{FC} = T_{I^T,k}$$

$$J_{I,k}^{FC} = T_{I,k}^{FC} + x_{I,k}^{FC} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{I,k}^{FC})$$

In conclusione, nel caso di free-cooling totale, la potenza frigorifera  $Q_{F,k}$  sarà sempre nulla, dal momento che la batteria fredda rimane costantemente spenta, quella termica di post-riscaldamento potrà essere in alcuni casi positiva, mentre le potenze elettriche per ventilazione varieranno proporzionalmente con le nuove portate d'aria.

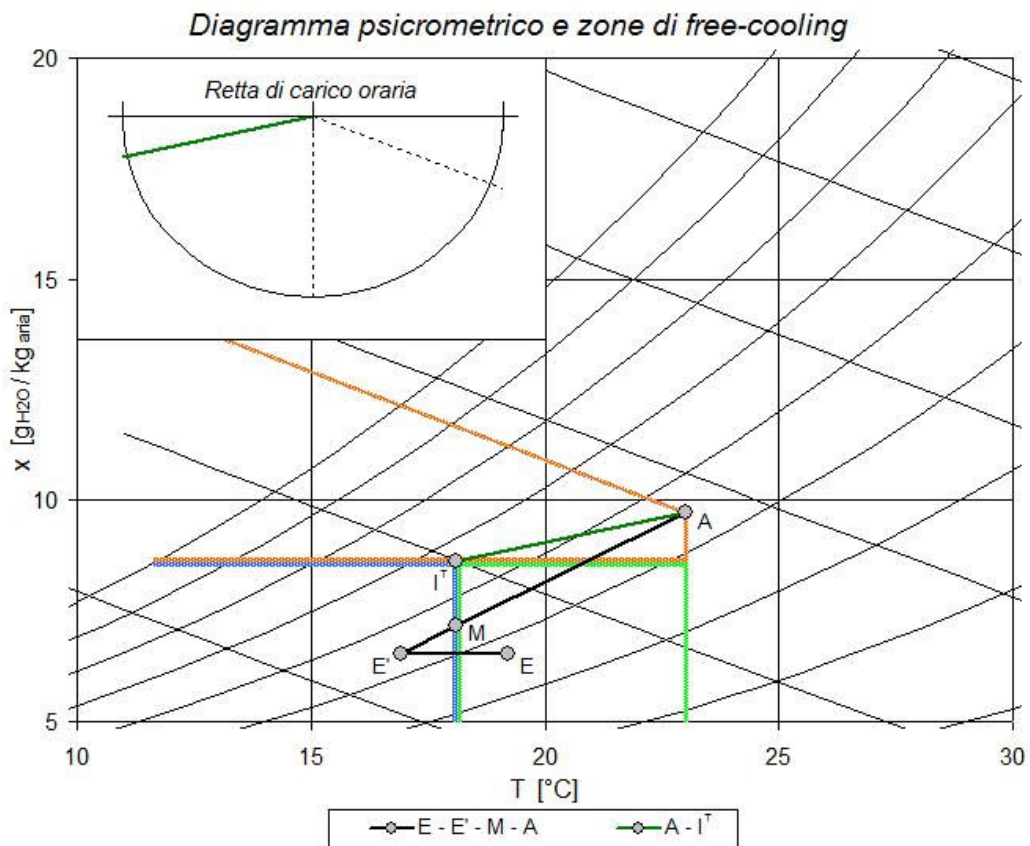


Figura 5.26 – Free-cooling diretto totale sul diagramma psicrometrico.

#### 5.4.2 FREE-COOLING DIRETTO PARZIALE

Ci si trova in questa situazione quando l'aria esterna, pur presentando ancora un titolo inferiore a quello di immissione teorico, ha una temperatura superiore.

In questo caso, immettendo aria esterna nell'ambiente, se comunque la temperatura esterna  $T_E$  non supera quella che si vuole mantenere nel locale  $T_A$ , sarà possibile neutralizzare completamente il carico latente e parzialmente quello sensibile. La restante parte di carico sensibile assegnato dovrà essere contrastata avvalendosi della batteria di raffreddamento dell'impianto.

Il risparmio energetico sarà comunque proporzionale alla differenza tra la temperatura dell'aria esterna e quella del punto di immissione teorico. Le condizioni affinché si possa effettuare free-cooling diretto parziale sono quindi:

$$\begin{cases} T_{I^T,k} < T_{E,k} < T_A \\ x_E < x_{I^T,k} \end{cases}$$

Ora la determinazione del punto di mescolamento  $M^{FC}$  sarà banale: esso infatti coincide con il punto che identifica lo stato dell'aria esterna  $E$ , dal momento che, per risparmiare energia, conviene in questo caso prelevare tutta aria esterna, riducendo a zero la portata di aria di ricircolo. Un mescolamento con essa, infatti, produrrebbe un incremento di temperatura, causando un aumento di potenza frigorifera da fornire poi all'aria per farla giungere al punto di immissione reale  $I^{FC}$  (determinato come nel caso precedente).

È quindi facile dedurre che questa volta la portata di aria da trattare non varia rispetto al caso di UTA semplice, pur essendo costituita da tutta aria esterna:

$$\dot{m}_{a,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^*$$

$$\dot{m}_{ric,k}^{FC} = 0$$

$$\dot{m}_{rin,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC}$$

A questo punto quindi si può calcolare subito la potenza che la batteria fredda deve sottrarre all'aria esterna prima di poter essere immessa nel locale:

$$Q_{F,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} \cdot (J_{E,k} - J_{I,k}^{FC})$$

Questa volta è la batteria di post-riscaldamento a ritrovarsi sempre spenta, mentre le potenze elettriche per ventilazione non subiranno variazioni rispetto al caso semplice.

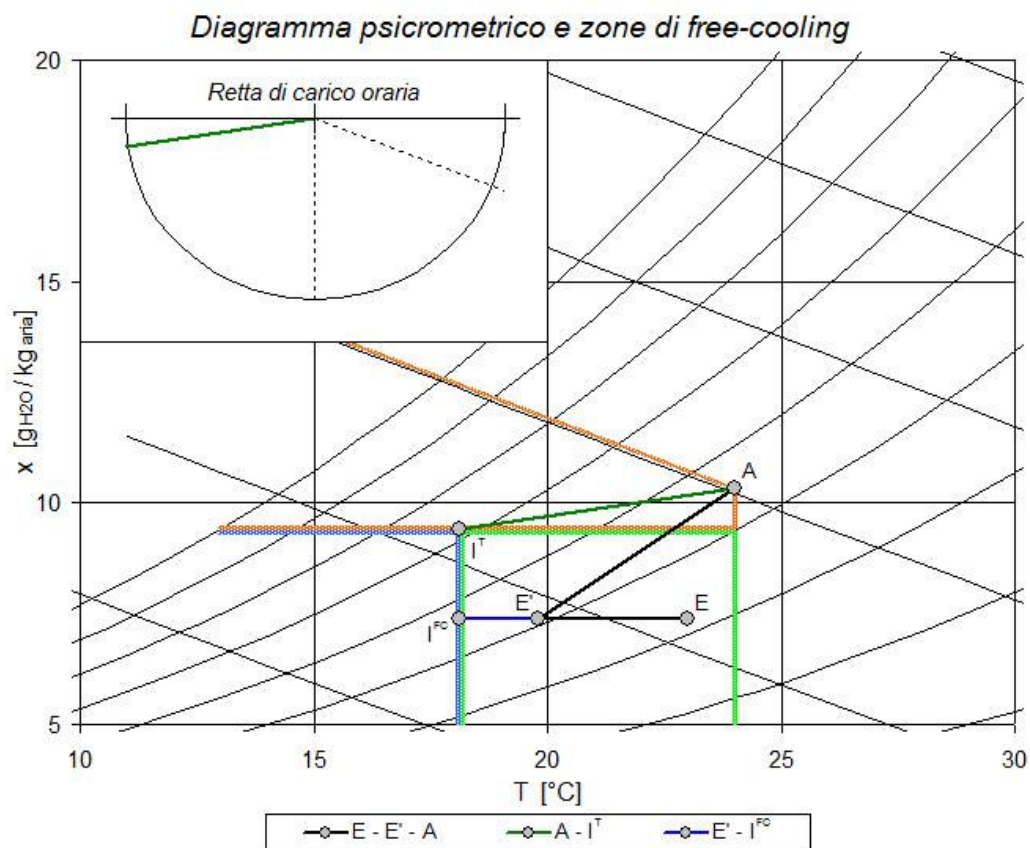


Figura 5.26 – Free-cooling diretto parziale sul diagramma psicrometrico.

### 5.4.3 FREE-COOLING DIRETTO PARZIALE E UMIDO

Se l'aria esterna, pur presentando sia titolo che temperatura superiori a quelli di immissione teorici, è caratterizzata da un valore di entalpia inferiore a quella dell'aria ambiente, il free-cooling diretto risulta ancora conveniente, anche se dovranno entrare in funzione entrambe le batterie di scambio termico per neutralizzare completamente i carichi. In questa situazione, infatti, né il carico sensibile né quello latente potranno essere pienamente contrastati immettendo aria dall'esterno, però attraverso questa operazione si riduce comunque l'energia necessaria per trattare l'aria da immettere.

Le condizioni da soddisfare per riuscire ad ottenere un vantaggio energetico dal free-cooling parziale umido sono le seguenti:

$$\begin{cases} J_{E,k} < J_A \\ T_{E,k} < T_A \\ x_E > x_{I^T,k} \end{cases}$$

Come nel caso precedente, la portata di aria da trattare  $m_{a,k}$  non varia rispetto al caso di UTA semplice, pur essendo tutta quanta proveniente dall'esterno; di conseguenza la quantità di aria ricircolata si ridurrà anche questa volta a zero. Il punto  $M^{FC}$ , quindi, coincide ancora con quello che caratterizza l'aria nelle condizioni esterne  $E$ .

Da questo stato l'aria necessita di essere raffreddata e deumidificata, ad opera della batteria di raffreddamento dell'impianto.

La determinazione degli stati  $H'$  ed  $H$  caratteristici della batteria fredda segue un procedimento analogo a quello già visto per il caso di UTA semplice:

$$x_{H',k}^{FC} = \frac{x_{I,k}^{FC} - f_b \cdot x_{E,k}}{1 - f_b}$$

$$T_{H',k}^{FC} = \frac{4030.183}{16.6536 - \ln(P_{SAT})} - 235$$

in cui  $P_{SAT}$  non è altro che la pressione di vapore dell'aria satura nello stato  $H'$ :

$$P_{SAT} = P_{vap. H',k}^{FC} = \frac{P_{TOT} \cdot x_{H',k}^{FC}}{0.622 + x_{H',k}^{FC}}$$

$$J_{H',k}^{FC} = T_{H',k}^{FC} + x_{H',k}^{FC} \cdot (2500 + 1.9 \cdot T_{H',k}^{FC})$$

Mentre per lo stato dell'aria in uscita dalla batteria fredda  $H$  si ha:

$$x_{H,k}^{FC} = x_{I,k}^{FC}$$

$$J_{H,k}^{FC} = J_{H',k}^{FC} \cdot (1 - f_b) + J_{E,k} \cdot f_b$$

$$T_{H,k}^{FC} = \frac{J_{H,k}^{FC} - 2500 \cdot x_{H,k}^{FC}}{1 + 1.9 \cdot x_{H,k}^{FC}}$$

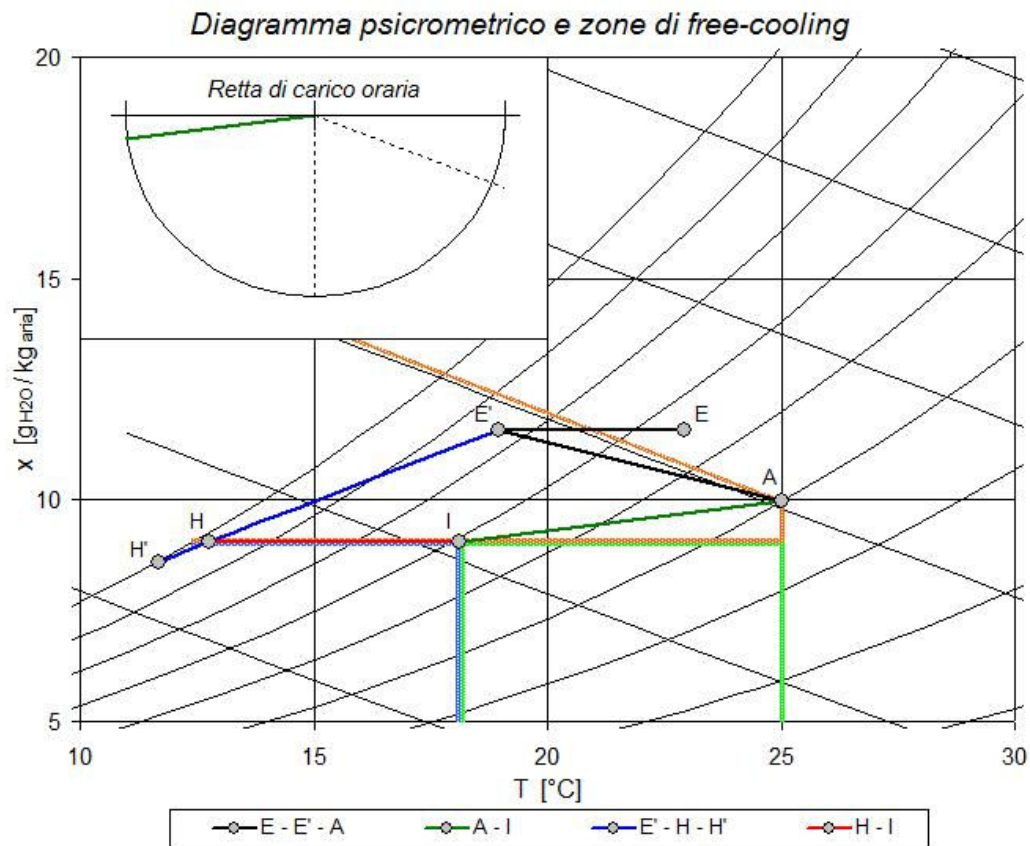
La potenza frigorifera che la batteria fredda dovrà fornire all'aria sarà quindi pari a:

$$Q_{F,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} \cdot (J_{E,k} - J_{H,k}^{FC})$$

Come nel caso di UTA semplice, a questo punto si rende necessario un post-riscaldamento per portare l'aria alla giusta temperatura di immissione. La potenza termica richiesta a tale scopo alla batteria sarà:

$$Q_{PR,k}^{FC} = \dot{m}_{a,k}^{FC} \cdot (J_{I,k}^{FC} - J_{H,k}^{FC})$$

Anche in questo caso le potenze elettriche per ventilazione non subiranno variazioni di rilievo.



*Figura 5.27 – Free-cooling diretto parziale e umido.*

A seguito di numerose simulazioni, si è osservato che esistono casi in cui il free-cooling umido può dare consumi energetici lievemente superiori a quelli richiesti da un'UTA semplice.

Ciò accade quando il punto *E* (o *E'* nel caso di recupero con *RAI*) viene a trovarsi molto vicino all'isoentalpica che delimita la zona di free-cooling umido; in questa situazione, infatti, lo stato *H'* della batteria fredda

scende lungo la curva di saturazione più di quanto non farebbe se si trattasse l'aria dal punto di miscela  $M$ .

Questo spostamento provoca un incremento di potenza frigorifera richiesta alla batteria fredda (il segmento blu si allunga), tanto maggiore quanto più è elevato il fattore di by-pass  $f_b$  della batteria.

Nel caso ideale in cui  $f_b=0$ , infatti, non si presenta mai questa anomalia. Tuttavia, trattandosi di differenze di potenza piuttosto limitate, in quanto solitamente il fattore di by-pass per le batterie di uso comune è sufficientemente piccolo, nel modello TFM vengono tralasciate.

#### 5.4.4 CONDIZIONI PARTICOLARI DI FUNZIONAMENTO

Anche nello sfruttamento del free-cooling, specialmente in quello parziale umido, esistono situazioni in cui una ricerca accanita delle condizioni ottimali per l'aria da immettere, provocherebbe un inutile dispendio di energia.

Si utilizza anche qui il minimo  $\Delta x$  consentito, imposto come dato nel foglio "U.T.A.": se nel free-cooling parziale umido la differenza tra il titolo dell'aria esterna  $x_E$  e quello relativo al punto di immissione  $x_I^{FC}$  risulta inferiore al valore impostato, la batteria fredda raffredderà l'aria solo fino alla temperatura di immissione  $T_I^{FC}$ , pure se l'umidità assoluta dell'aria così immessa sarà leggermente superiore a quella voluta.

In questo modo si evita il post-riscaldamento e si riduce la potenza frigorifera richiesta, a scapito del livello di comfort che si andrà a creare nel locale.

Inoltre, dal momento che lo scopo del modello è fare un confronto tra il funzionamento dell'UTA semplice e quello della macchina in grado di sfruttare il free-cooling, se nel primo caso l'impianto funziona in regime parziale (come descritto alla fine del paragrafo 5.3.1) il free-cooling parziale umido, se effettuabile, viene comunque disattivato; infatti, l'applicazione della tecnica provocherebbe alla fine un incremento dei consumi energetici, rispetto al funzionamento particolare imposto



all'UTA semplice, quindi tanto vale continuare a far funzionare l'impianto a quel modo.

Il free-cooling totale e quello parziale invece non vengono mai disattivati volutamente, in quanto essi producono sempre un risparmio di energia finale.

#### 5.4.5 RAFFREDDAMENTO ADIABATICO DIRETTO

Quando l'aria esterna possiede un titolo inferiore a quello di immissione teorico ( $x_E < x_{I^T}$ ) è possibile prevedere un suo raffreddamento diretto mediante un umidificatore adiabatico ad acqua.

Tale componente può essere lo stesso utilizzato per umidificare l'aria durante la stagione invernale, avendo però l'accortezza di posizionarlo a monte della batteria fredda, e non a valle, come spesso accade nelle macchine che non prevedono lo sfruttamento del free-cooling diretto.

Come si sarà già intuito, questa soluzione ha l'enorme vantaggio di lasciare inalterato il costo iniziale d'impianto, riducendo invece notevolmente quello d'esercizio, soprattutto in quelle località che presentano un clima piuttosto asciutto.

Per contro, l'umidificatore, utilizzato a questo scopo, richiede una logica di regolazione assai più complessa rispetto a quella relativa ad un utilizzo tradizionale del componente.

Dalla condizione imposta sopra, si deduce come questa soluzione si applichi soltanto nei casi di free-cooling totale o parziale. L'effetto che produce è quello di ampliare le zone in cui è possibile effettuare il raffrescamento gratuito (vedi figura 5.25), aumentando di conseguenza i risparmi energetici stagionali.

Le condizioni di applicabilità del free-cooling in presenza del sistema RAD si modificano nel seguente modo:

$$\begin{cases} J_{E,k} < J_{I^T,k} \\ x_E < x_{I^T,k} \end{cases} \quad \text{per il free-cooling totale, e}$$

$$\begin{cases} J_{I^T,k} < J_{E,k} < J_A \\ x_E < x_{I^T,k} \end{cases} \quad \text{per quello parziale.}$$

Vediamo cosa cambia nel funzionamento del modello quando viene attivato il raffreddamento adiabatico diretto.

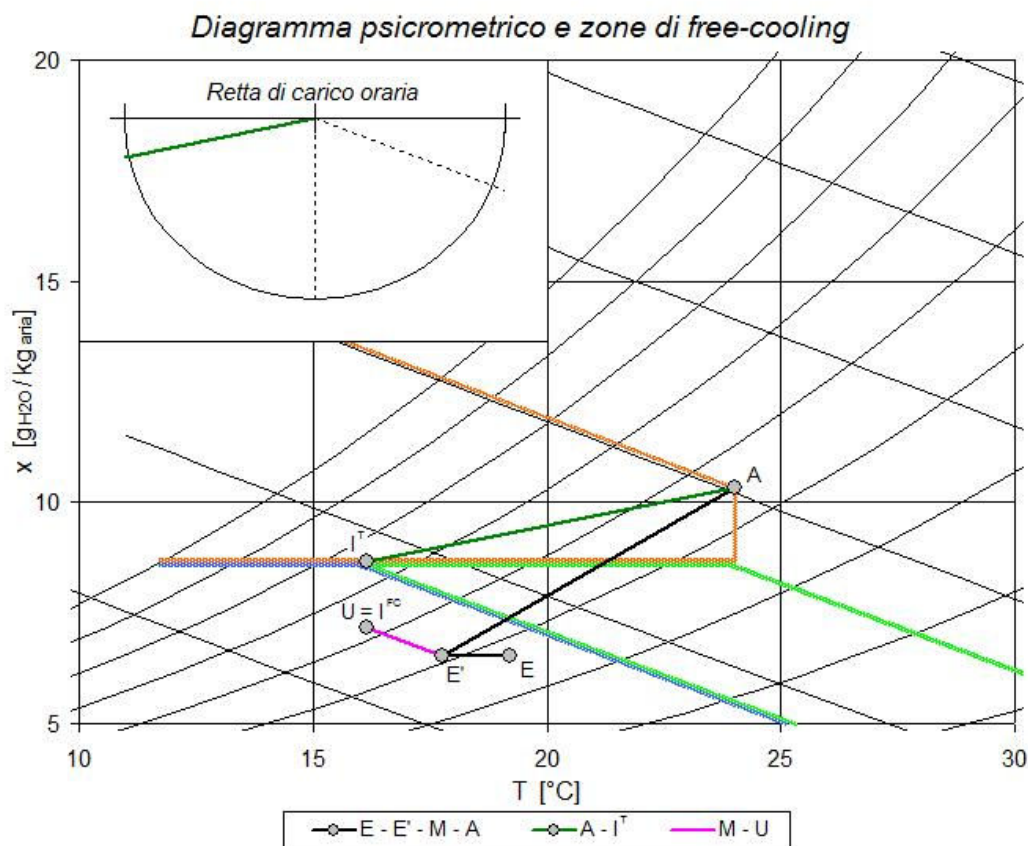
Nel free-cooling diretto totale, se il punto  $E$  (o  $E'$ ) si trova ad una temperatura inferiore a quella di immissione teorica, nulla cambia rispetto al caso precedente; quando però l'aria esterna rispetta le nuove condizioni riportate sopra, ma la sua temperatura supera quella di immissione, viene richiesto all'umidificatore di raffreddarla adiabaticamente fino al valore di temperatura suddetto.

La determinazione dello stato dell'aria  $U$  all'uscita dall'umidificatore, in questo caso, è la seguente:

$$J_{U,k} = J_{M,k}^{FC}$$

$$T_{U,k} = T_{I^T,k}$$

$$x_{U,k} = \frac{J_{U,k} - T_{U,k}}{2500 + 1.9 \cdot T_{U,k}}$$



*Figura 5.28 – Diagramma psicrometrico relativo ad un'UTA  
in free-cooling diretto totale, con RAI + RAD.*

Per quanto riguarda invece il free-cooling parziale, quando sono rispettate le nuove condizioni di applicabilità, l'umidificatore è chiamato sempre a lavorare, per portare l'aria ad un'umidità assoluta pari a quella di immissione; la restante potenza frigorifera necessaria a conferire all'aria la giusta temperatura di immissione sarà fornita dalla batteria fredda dell'impianto.

Lo stato  $U$ , nel free-cooling parziale, resta quindi definito dalle seguenti relazioni:

$$J_{U,k} = J_{E,k}$$

$$x_{U,k} = x_{I^T,k}$$

$$T_{U,k} = \frac{J_{U,k} - 2500 \cdot x_{U,k}}{1 + 1.9 \cdot x_{U,k}}$$

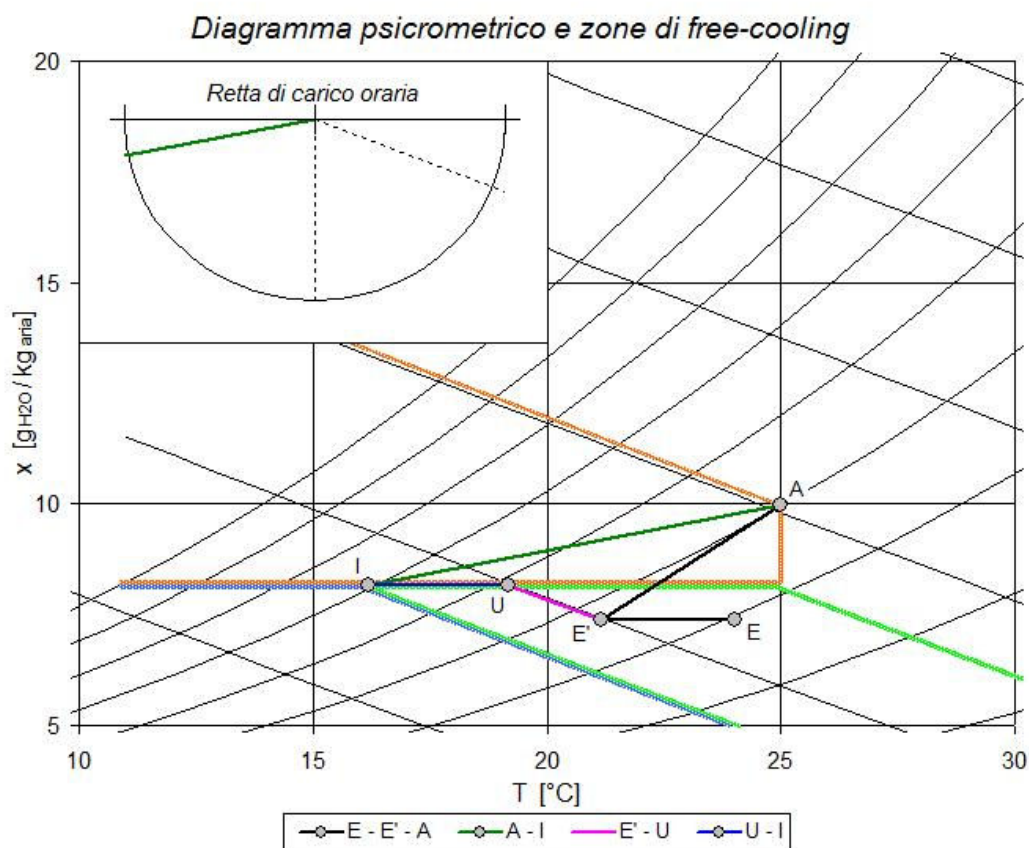


Figura 5.29 – Free-cooling diretto parziale per l'UTA con RAI + RAD.

Come si può notare anche dalle figure 5.28 e 5.29, le complicazioni accennate prima sulla regolazione dell'umidificatore sono notevoli:

fermare infatti il processo di umidificazione ad acqua in un preciso punto del diagramma psicrometrico, imponendo all'aria in uscita da esso un certo valore di temperatura nel primo caso, o di titolo nel secondo, non è affatto cosa semplice! Si rendono necessari a tale scopo complessi sistemi di controllo in retroazione attiva, affiancati da precisi sensori che presentino elevate velocità di risposta. Tuttavia, occuparsi di questi problemi non rientra nei propositi del modello.

A controbilanciare questo ostacolo appena riscontrato, vi è però il fatto che le condizioni dell'aria immessa nel locale dopo il raffreddamento diretto risultano più vicine al punto di immissione teorico, quindi anche il livello di comfort generato sarà migliore rispetto al caso semplice. Addirittura nel free-cooling parziale con *RAD* il punto di immissione reale  $I^{FC}$  coincide sempre con quello teorico  $I^T$ .

La parte relativa al free-cooling nel modello TFM termina con un grafico di confronto tra le potenze termiche e frigorifere fornite all'aria nel caso di UTA semplice e quelle relative all'impianto con sfruttamento del free-cooling.

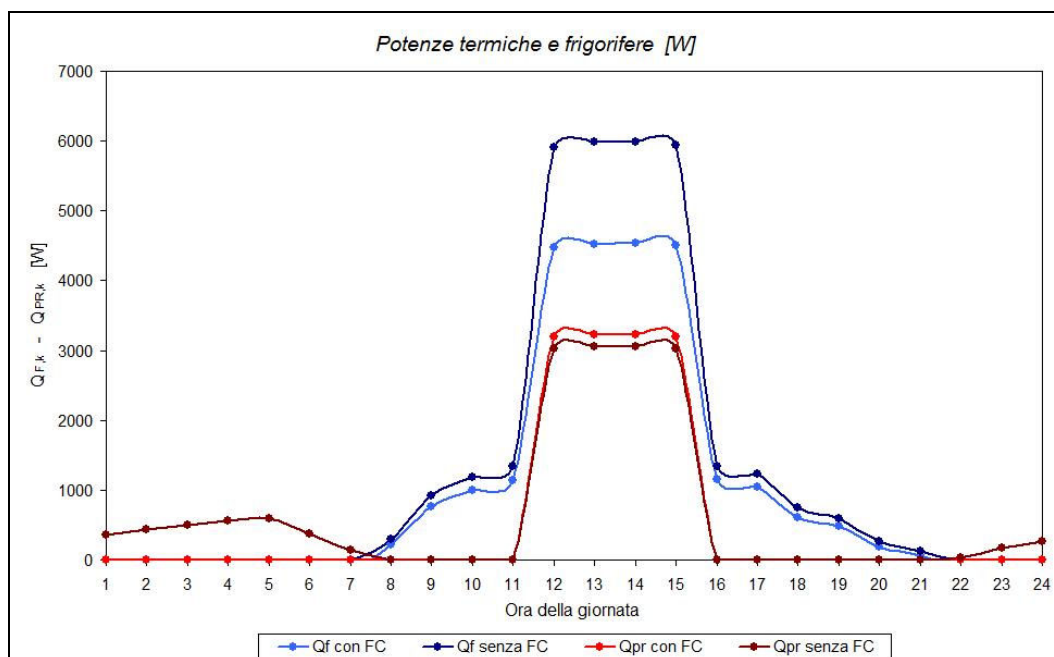


Figura 5.30 – Grafico di confronto tra le potenze richieste con e senza lo sfruttamento del free-cooling.

## 5.5 CONSUMI E RISPARMI ENERGETICI

Nell'ultimo foglio del modello TFM, "*Risparmi*", vengono raccolti tutti i risultati ottenuti fino ad ora, confrontandoli tra loro, in modo da riuscire a valutare l'efficacia delle varie tecniche studiate.

Per prima cosa si richiede all'utente di fornire gli ultimi dati di ingresso, relativi al gruppo frigorifero che dovrà produrre l'acqua refrigerata per alimentare la batteria fredda, e all'eventuale caldaia a cui è affidato il post-riscaldamento.

Per il gruppo frigorifero si è pensato ad un impianto a compressione, con la possibilità di recupero termico al condensatore.

Il recupero termico sembrerebbe un'ottima soluzione dal punto di vista energetico, e così è, anche se bisogna far attenzione al fatto che il calore scaricato dal condensatore è solitamente a bassa temperatura. Occorre perciò verificare che lo stato energetico del fluido che esce dal condensatore sia tale da poter conferire all'aria una temperatura sufficientemente elevata, in accordo con i risultati ottenuti in precedenza. In caso contrario, anche se, come si vedrà, l'ammontare di energia termica recuperabile è sempre nettamente superiore a quella richiesta per il post-riscaldamento, l'intervento di una caldaia integrativa diverrà comunque inevitabile.

I risultati ottenuti fino ad ora, tuttavia, non sono sufficienti per valutare il consumo energetico dell'impianto, o meglio, non sono ancora confrontabili tra loro. Si tratta infatti di potenze tutte di natura diversa: frigorifera per la batteria fredda, termica per quella di post-riscaldamento ed elettrica per la ventilazione. Occorre quindi trasformarle tutte in energia primaria, in modo da poterle facilmente sommare, ottenendo il consumo totale dell'impianto, e infine riuscire a confrontare le varie soluzioni.

### 5.5.1 GRUPPO FRIGORIFERO

Il sistema di refrigerazione dell'acqua di alimento della batteria di raffreddamento, è il componente principale di un'UTA durante il suo

funzionamento estivo. Buona parte dell'energia primaria consumata dall'impianto di climatizzazione, in estate, è richiesta proprio dal gruppo frigorifero.

Per prima cosa, nel foglio “*Risparmi*”, viene data un'indicazione sul dimensionamento della macchina frigorifera da installare, indicando il periodo che si sta analizzando ed il relativo valore massimo di potenza frigorifera da fornire all'aria  $Q_{F,k}$ , ricercato tra tutte le soluzioni studiate. Solitamente il valore più alto, quindi da considerare per il dimensionamento, si ottiene nel periodo “giorni più caldi”, ma si consiglia in ogni caso di verificare il dato in tutti i mesi selezionabili nel foglio “*Dati*”.

Ottenuto il massimo valore di  $Q_{F,k}$ , si procede con la scelta della macchina frigorifera, che dovrà presentare una potenza nominale sufficiente a coprire tutti i carichi richiesti, magari con un certo margine di sicurezza per situazioni eccezionali.

Non bisogna poi dimenticarsi di verificare che la temperatura minima dell'acqua prodotta dal frigorifero sia sufficientemente bassa da poter garantire sempre alla batteria fredda il giusto valore di temperatura media. Tale verifica viene facilitata riportando anche il minimo valore di  $T_{H',k}$  che si riscontra nelle varie soluzioni.

Attenzione però alle tecniche by-pass! Si ricorda infatti che i dati relativi a queste ultime vengono calcolati dal modello solo attraverso la macro descritta nel paragrafo 5.3.4. Per questo motivo, anche in questo foglio, è stato inserito un pulsante in grado di valutare il by-pass ed ottenere così informazioni corrette sul dimensionamento e sui consumi delle macchine. Il codice che si nasconde dietro tale pulsante è sostanzialmente lo stesso utilizzato nel foglio by-pass; si tratta solamente di una comodità in più per l'utente.

Individuato, tra quelli offerti dal mercato, il gruppo frigorifero che potrebbe soddisfare le esigenze dell'impianto, vanno inseriti nel modello alcuni suoi dati di targa, forniti sempre dal costruttore:

- potenza frigorifera nominale prodotta  $Q_{FN}$ , espressa in  $kW$ ;
- potenza elettrica nominale assorbita  $P_N$ , sempre in  $kW$ ;

- temperatura alla quale viene prodotta l'acqua refrigerata nelle condizioni nominali;
- salto termico dell'acqua prodotta dall'evaporatore;
- temperatura dell'aria in ingresso al condensatore nelle condizioni nominali (si è supposto di utilizzare una macchina raffreddata ad aria);
- salto termico dell'aria che raffredda il condensatore.

Con queste informazioni è possibile ricavare l'energia primaria richiesta dal gruppo frigorifero, seppure avvalendosi di notevoli semplificazioni.

Il passaggio da potenza frigorifera prodotta a potenza elettrica assorbita, infatti, a rigore sarebbe più molto complesso di quanto possa sembrare [3]. La formula a cui affidarsi deriva dalla semplice definizione di *Energy Efficiency Ratio* per un gruppo frigorifero:

$$P_{el,k} = \frac{Q_{F,k}}{EER_k}$$

La difficoltà sta proprio nella determinazione dell'*EER* nelle varie condizioni di funzionamento. Infatti tale coefficiente dipende fortemente da numerose variabili: fattore di carico, temperatura dell'aria al condensatore (aria esterna), temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno dalla batteria fredda, ecc.

Le informazioni fornite solitamente dai costruttori non sono sufficienti a costruire un andamento orario di tale parametro, quindi è necessario trovare una soluzione alternativa.

La norma *UNI-TS 11300 – parte 3* [21] ci giunge in aiuto, presentando un metodo per determinare una sorta di valore medio stagionale dell'efficienza di un gruppo frigorifero: il *SEER* (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*).

Tale parametro consiste nella media pesata dei valori dei singoli *EER* a diverse condizioni operative; i pesi consistono nei relativi tempi di funzionamento nelle suddette condizioni e vengono definiti convenzionalmente in funzione della tipologia della macchina.

Prova	Carico parziale	Tipologia			
		Aria-aria	Acqua-aria	Aria-acqua	Acqua-acqua
a	100%	4%	4%	3%	3%
b	75%	26%	26%	33%	33%
c	50%	40%	40%	41%	41%
d	25%	30%	30%	23%	23%

*Tabella 5.1 – Tempi di funzionamento convenzionali per i carichi parziali delle macchine frigorifere*

In base alla tipologia di macchina considerata, l'indice *SEER* viene calcolato mediante la seguente formula:

$$SEER = \frac{1}{\frac{a}{EER_{100\%}} + \frac{b}{EER_{75\%}} + \frac{c}{EER_{50\%}} + \frac{d}{EER_{25\%}}}$$

dove: *a, b, c, d* sono i tempi di funzionamento convenzionalmente fissati per i diversi carichi di funzionamento, espressi in frazione; *EER<sub>i</sub>* sono gli indici di efficienza energetica della macchina misurati alle corrispondenti condizioni operative.

Tali indici sono riferiti, oltre che a diverse percentuali di carico, anche a temperature dell'aria al condensatore differenti, come mostrato sotto.

Prova	Fattore di carico (F)	T <sub>aria</sub> di condensazione [°C]	EER <sub>i</sub>
a	100%	35	2,35
b	75%	30	2,68
c	50%	25	2,94
d	25%	20	2,83

*Tabella 5.2 – Esempio di dati forniti dal costruttore*

Il *SEER* appena definito, ovviamente, non potrà essere visto come un preciso indice di efficienza in grado di fornire i consumi effettivi di una macchina; tuttavia si rivela un utile strumento per il confronto energetico tra soluzioni impiantistiche diverse, e per una prima valutazione approssimativa del fabbisogno di energia primaria richiesta da un impianto di condizionamento durante la stagione estiva.

Dal momento che per la determinazione di questo importante indice occorrono informazioni che solo il costruttore può fornire, nel modello TFM si richiede all'utente di inserirne direttamente il valore, magari calcolato a parte, oppure richiesto direttamente a chi ha prodotto la macchina.



Con la semplificazione introdotta attraverso il *SEER*, il valore della potenza elettrica assorbita dal gruppo frigorifero, alle varie ore della giornata, diventa:

$$P_{el,k} = \frac{Q_{F,k}}{SEER}$$

A questo punto si passa al calcolo delle energie giornaliere; prima di tutte quella frigorifera giornaliera che occorre cedere all'aria da trattare, data da:

$$E_F = \sum_{k=1}^{24} Q_{F,k} \quad [kWh]$$

Poi quella elettrica assorbita dal gruppo frigorifero:

$$E_{el,GF} = \sum_{k=1}^{24} P_{el,k} \quad [kWh]$$

Infine, l'energia primaria giornaliera necessaria per la refrigerazione sarà fornita dalla seguente relazione:

$$E_{P,GF} = \frac{E_{el,GF}}{\eta_g} \quad [kWh]$$

in cui  $\eta_g$  è il rendimento medio di generazione dell'energia elettrica in Italia, attualmente pari a 0,46. Si è supposto, quindi, che l'energia elettrica fornita al gruppo frigorifero provenga interamente dalla rete elettrica nazionale.

### 5.5.2 CALDAIA PER IL POST-RISCALDAMENTO

L'energia termica per il post-riscaldamento, come è già stato anticipato, può essere in parte o totalmente ottenuta mediante un recupero del calore scaricato dal condensatore del gruppo frigorifero. Tuttavia, quando ciò non è possibile (oppure il recupero non è totale) occorre prevedere l'installazione di un generatore di calore che svolga tale funzione.

Anche questa volta viene data un'indicazione di massima sul dimensionamento della caldaia, dopodiché si richiedono alcuni dati di targa della macchina:

- potenza termica nominale generata  $Q_{CN}$ , espressa in  $kW$ ;

- rendimento di generazione nominale  $\eta_{g,C}$ ;
- salto termico che si desidera imporre all'acqua di alimento della batteria calda dell'UTA.

A questo punto, se è stata selezionata l'opzione di recupero termico dal condensatore, nella sezione relativa al gruppo frigorifero, viene calcolata, ad ogni ora della giornata e per ciascuna soluzione impiantistica studiata, il calore effettivamente recuperabile in questo modo.

$$Q_{REC,k} = \begin{cases} 0 & \text{se } Q_{F,k} = 0 \text{ oppure } Q_{PR,k} = 0 \\ \dot{m}_{a,k} \cdot c_{pa} \cdot (T_{REC,k} - T_{H,k}) & \end{cases}$$

dove  $T_{REC,k}$  è il valore massimo di temperatura che può essere conferito all'aria da trattare sfruttando il recupero, limitato superiormente al valore di immissione voluto  $T_{I,k}$ . La temperatura dell'aria ottenuta col recupero si determina, in maniera molto approssimativa, tramite la seguente relazione:

$$T_{REC,k} = \min \left\{ T_{I,k}; T_{E,k} + \Delta T_C - \frac{\Delta T_{BC}}{2} \right\}$$

in cui  $\Delta T_C$  è il salto termico imposto all'aria che asporta il calore dal condensatore del gruppo frigorifero e  $\Delta T_{BF}$ , invece, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dell'acqua che alimenta la batteria calda.

Calcolata in questo modo la potenza termica recuperabile dal condensatore, quella da integrare ad opera della caldaia  $Q_{C,k}$  sarà data semplicemente dalla differenza:

$$Q_{C,k} = Q_{PR,k} - Q_{REC,k}$$

È possibile ora passare al calcolo delle energie quotidiane.

L'energia termica complessiva da fornire all'aria sarà:

$$E_{PR} = \sum_{k=1}^{24} Q_{PR,k} \quad [kWh]$$

Quella recuperabile dal condensatore del gruppo frigorifero:

$$E_{REC} = \sum_{k=1}^{24} Q_{REC,k} \quad [kWh]$$

Ed infine l'energia primaria giornaliera richiesta dal generatore di calore integrativo, si ottiene attraverso la seguente relazione:

$$E_{P,C} = \sum_{k=1}^{24} \frac{Q_{PR,k} - Q_{REC,k}}{\eta_{g,C}} \quad [kWh]$$

Consumi energetici e risparmi conseguibili attraverso le tecniche studiate															
GRUPPO FRIGORIFERO															
Dimensionamento															
Mese considerato	Giugno														
Q <sub>PR,MAX</sub> da fornire all'aria [kW]	3.39														
T <sub>W,min</sub> batteria fredda [°C]	11.67														
Dati di targa															
Potenza frigorifera prodotta Q <sub>FR</sub> [kW]	4.5														
Potenza elettrica assorbita P <sub>N</sub> [kW]	1.4														
T dell'acqua prodotta [°C]	7														
ΔT dell'acqua all'evaporatore [°C]	5														
T dell'aria in ingresso al condensatore [°C]	35														
ΔT dell'aria al condensatore [°C]	10														
Efficienza nominale EER <sub>N</sub> [kW <sub>e</sub> /kW <sub>g</sub> ]	3.21														
Seasonal energy efficiency ratio SEER	4.15														
Recupero termico al condensatore	Si														
CALDAIA															
Dimensionamento															
Mese considerato	Giugno														
Q <sub>PR,MAX</sub> da fornire all'aria [kW]	0.76														
T <sub>MAX</sub> batteria calda [°C]	28.7														
Dati di targa															
Potenza termica generata Q <sub>CH</sub> [kW]	3														
Rendimento di generazione η <sub>g</sub> [-]	0.95														
ΔT acqua alla batteria calda [°C]	5														
REFRIGERAZIONE															
	UTA semplice			UTA con REC+RAI (+RIG)			By-pass dell'aria di ricircolo			By-pass dell'aria di miscela			Free-cooling diretto (+RAD)		
Ora	Q <sub>FR</sub> [W]	P <sub>el,gr</sub> [W]	T <sub>m,br</sub> [°C]	Q <sub>FR</sub> [W]	P <sub>el,gr</sub> [W]	T <sub>m,br</sub> [°C]	Q <sub>FR</sub> [W]	P <sub>el,gr</sub> [W]	T <sub>m,br</sub> [°C]	Q <sub>FR</sub> [W]	P <sub>el,gr</sub> [W]	T <sub>m,br</sub> [°C]	Q <sub>FR</sub> [W]	P <sub>el,gr</sub> [W]	T <sub>m,br</sub> [°C]
1	143.7	34.6	18.13	141.9	34.2	18.13	141.9	34.2	18.13	141.9	34.2	18.13	0.0	0.0	Spenta
2	44.4	10.7	19.27	65.4	15.8	19.27	65.4	15.8	19.27	65.4	15.8	19.27	0.0	0.0	Spenta
3	0.0	0.0	Spenta	4.9	1.2	20.55	4.9	1.2	20.55	4.9	1.2	20.55	0.0	0.0	Spenta
4	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta
5	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta	0.0	0.0	Spenta

Figura 5.31 – Foglio “Risparmi” nel modello TFM.

### 5.5.3 VENTILATORI DI MANDATA E DI RIPRESA

Gli ultimi sistemi energivori che compongono l'impianto di climatizzazione sono i ventilatori delle sezioni di mandata e di ripresa dell'aria condizionata.

La determinazione dell'energia da essi richiesta è relativamente semplice. Sono già state determinate, infatti, le potenze elettriche orarie di tali componenti, quindi la determinazione dell'energia primaria ad essi associata procede nel seguente modo:

Energia elettrica giornaliera assorbita dai ventilatori:

$$E_{el,V} = \sum_{k=1}^{24} [P_{VM,k} + P_{VR,k}] \quad [kWh]$$

Energia primaria necessaria per la ventilazione quotidiana:

$$E_{P,V} = \frac{E_{el,V}}{\eta_g} \quad [kWh]$$

dove  $P_{VM,k}$  e  $P_{VR,k}$  sono le potenze elettriche orarie, rispettivamente di mandata e di ritorno, assorbite dai ventilatori, ed  $\eta_g$  è sempre il rendimento medio di generazione dell'energia elettrica in Italia, pari a 0,46.

#### 5.5.4 RISPARMI ENERGETICI

Le procedure per la determinazione dell'energia primaria richiesta da ciascun componente, vengono ripetute per tutte le tipologie di impianto considerate in precedenza:

- unità di trattamento dell'aria semplice;
- unità di trattamento con possibilità di recupero termico sull'aria di espulsione (*REC+RAI*) oppure rigenerativo (*RIG*);
- impianto con by-pass parziale dell'aria di ricircolo;
- impianto con by-pass parziale dell'aria di miscela;
- unità di trattamento dell'aria che si avvale del free-cooling diretto, con la possibilità di raffreddamento adiabatico indiretto (*RAI*) e/o diretto (*RAD*).

Vengono poi calcolati i risparmi energetici che è possibile conseguire attraverso le diverse varianti impiantistiche, valutati in primo luogo rispetto alla prima configurazione dell'unità di trattamento, quella più semplice, poi anche nei confronti della seconda, quella con le opzioni di recupero termico.

Il motivo di questa seconda operazione è che, per studiare le ultime tre configurazioni dell'UTA si è partiti proprio da quella che offre la possibilità dei recuperi termici. Questa scelta è dovuta al fatto che la soluzione di recupero sull'aria di espulsione con raffreddamento adiabatico indiretto (*REC+RAI*) si sposa benissimo sia con le soluzioni di by-pass che con il free-cooling diretto, quindi non considerarla sarebbe stata una grossa limitazione al modello.

D'altra parte, il recupero termico rigenerativo (*RIG*), invece, si dimostra inutile ed inapplicabile ogni qualvolta non sia richiesto il post-riscaldamento (sempre nel by-pass e spesso nel free-cooling), tant'è che

quando si preme il pulsante “*Valuta by-pass*”, sia nel foglio “*By-pass*” chè in quello “*Risparmi*”, questa opzione viene automaticamente deselezionata dal foglio “*U.T.A.*”. Si può quindi affermare che questa soluzione di risparmio energetico risulti incompatibile con le altre considerate, e l’unico confronto che il modello è in grado di fornire è quello rispetto alla configurazione più semplice dell’UTA. Con questo non si vuole assolutamente sminuire tale tecnica, la quale, a seguito di incrementi di costo alquanto limitati, è in grado di garantire consistenti risparmi di energia, come si vedrà nel capitolo 7.

I risparmi energetici giornalieri, conferiti dalla generica soluzione impiantistica  $X$  rispetto all’UTA semplice  $US$ , vengono calcolati come segue:

- per il gruppo frigorifero  $GF$ :

$$R_{GF}^X = E_{P,GF}^{US} - E_{P,GF}^X \quad [kWh]$$

$$R_{\% GF}^X = \frac{E_{P,GF}^{US} - E_{P,GF}^X}{E_{P,GF}^{US}} \cdot 100 \quad [\%]$$

- per il generatore di calore  $C$ :

$$R_C^X = E_{P,C}^{US} - E_{P,C}^X \quad [kWh]$$

$$R_{\% C}^X = \frac{E_{P,C}^{US} - E_{P,C}^X}{E_{P,C}^{US}} \cdot 100 \quad [\%]$$

- per il sistema di ventilazione  $V$ :

$$R_V^X = E_{P,V}^{US} - E_{P,V}^X \quad [kWh]$$

$$R_{\% V}^X = \frac{E_{P,V}^{US} - E_{P,V}^X}{E_{P,V}^{US}} \cdot 100 \quad [\%]$$

- ed infine per l’impianto di climatizzazione nel suo complesso:

$$R_{TOT}^X = E_{P,TOT}^{US} - E_{P,TOT}^X \quad [kWh]$$

$$R_{\% TOT}^X = \frac{E_{P,TOT}^{US} - E_{P,TOT}^X}{E_{P,TOT}^{US}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Le valutazioni fatte nei confronti dell’UTA che si avvale dei sistemi di recupero termico, vengono svolte in modo del tutto analogo, cambiando solo il valore di riferimento nelle singole formule.

Risparmi complessivi di energia primaria con l'adozione delle varie soluzioni impiantistiche				
Energia primaria totale giornaliera consumata $E_{P, TOT}$ [kWh]				
UTA semplice	UTA con REC+RAI (+RIG)	By-pass dell'aria di ricircolo	By-pass dell'aria di miscela	Free-cooling diretto (+RAD)
25.503	23.688	22.246	22.252	15.299
Risparmi energetici giornalieri rispetto all'UTA semplice				
UTA semplice	UTA con REC+RAI (+RIG)	By-pass dell'aria di ricircolo	By-pass dell'aria di miscela	Free-cooling diretto (+RAD)
0 kWh	1.816 kWh	3.257 kWh	3.252 kWh	10.204 kWh
0 %	7.12 %	12.77 %	12.75 %	40.01 %
Risparmi energetici giornalieri rispetto all'UTA con recupero termico				
UTA semplice	UTA con REC+RAI (+RIG)	By-pass dell'aria di ricircolo	By-pass dell'aria di miscela	Free-cooling diretto (+RAD)
-	0 kWh	1.441 kWh	1.436 kWh	8.388 kWh
-	0 %	6.08 %	6.06 %	35.41 %

*Figura 5.32 – Parte finale del modello TFM nel foglio “Risparmi”:  
visualizzazione dei consumi e dei risparmi energetici complessivi.*

Termina qui la descrizione del modello TFM per la determinazione dei carichi termici di un locale e degli annessi consumi energetici per il suo condizionamento. Gli ulteriori fogli di lavoro presenti nella cartella *Excel* non menzionati fino ad ora, riguardano solamente la validazione del modello ed eventuali confronti effettuati in sede di creazione. Tali sezioni, non rilevanti per il funzionamento del modello, verranno comunque descritte nei capitoli successivi.

## CONFRONTI E VERIFICHE

### 6.1 VALIDAZIONE DEL MODELLO TFM

Una volta creato il modello TFM appena descritto, questo necessita di essere testato, per verificare la sua veridicità nella determinazione dei carichi termici associati all'ambiente.

In teoria sarebbe doverosa anche una verifica relativa alla parte che concerne l'impianto di climatizzazione, che consiste nel calcolo dei consumi e dei risparmi energetici conseguibili; tuttavia, mentre per quel che riguarda il sistema edificio si è in possesso di dati certi su cui confrontare i risultati, per la parte impiantistica non si è trovata una fonte certa di tali informazioni, e quindi la verifica purtroppo non è ancora stata effettuata.

La validazione del modello TFM nella determinazione dei carichi termici è stata eseguita confrontando i risultati ottenuti con quelli riportati proprio sull'articolo scientifico [7], utilizzato per implementare il procedimento di calcolo nella cartella Excel.

Gli autori dell'articolo, dopo aver proposto il metodo per la determinazione del carico termico di un locale in regime estivo, hanno provveduto alla sua verifica in un campo molto esteso di condizioni climatiche, di morfologie ambientali e di tipologie costruttive; i confronti, effettuati con i carichi termici ottenuti mediante un modello

dettagliato di simulazione, sono risultati, agli occhi degli autori, molto soddisfacenti in tutti i casi esaminati.

Sull'articolo, tuttavia, vengono riportati soltanto alcuni esempi di tali confronti, estratti da una casistica molto più ampia; pertanto le verifiche che si sono potute effettuare sul modello TFM si riferiscono soltanto a quei casi i cui risultati vengono riportati sul documento.

Le condizioni climatiche e di progetto per le casistiche considerate sono quelle riportate di seguito:

- Temperatura interna di progetto  $T_A=26^{\circ}C$ ;
- Temperatura esterna massima giornaliera  $T_{E,MAX}=35^{\circ}C$ ;
- Escursione termica giornaliera  $\Delta T_E=10^{\circ}C$ ;
- Radiazione solare riferita al mese di luglio, a  $45^{\circ}N$  di latitudine, in condizioni dei cielo sereno;
- Contributi istantanei al carico termico nulli (ventilazione, carichi interni, persone e carichi latenti in generale);
- Coefficienti di assorbimento delle strutture  $a=0,9$ ;
- Finestre sempre pienamente soleggiate ( $f_s=1$ ).

Ciò che cambia di caso in caso sono le tipologie costruttive di pareti e finestre e la geometria dell'ambiente considerato.

Prima di analizzare i singoli casi, si riporta una tabella riassuntiva di tutte le strutture utilizzate nel confronto:

*Pareti verticali opache esterne (E)*

Denom.	Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
E1	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Isolante	0.035	0.03	100	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
E2	Intonaco leggero	0.020	0.10	200	1080
	Mattoni	0.250	0.80	1800	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
E3	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Mattoni	0.250	0.80	1800	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
E4	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Isolante	0.035	0.03	100	1080
	Forati	0.120	0.40	1000	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080



E5	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Mattoni	0.250	0.80	1800	1080
	Isolante	0.035	0.03	100	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080

*Pareti verticali opache interne (D) e solai intermedi (S)*

Denom.	Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
D1	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Isolante	0.035	0.03	100	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
D2	Intonaco leggero	0.020	0.10	200	1080
	Mattoni	0.120	0.80	1800	1080
	Intonaco leggero	0.020	0.10	200	1080
D3	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
	Mattoni	0.120	0.80	1800	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
S1	Soletta	0.040	0.95	2000	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080
S2	Gettata	0.060	0.95	2000	1080
	Pignatte	0.200	0.40	1000	1080
	Intonaco	0.015	0.77	2000	1080

*Elementi vetrati*

Denom.	Tipo di finestra	U [W/m <sup>2</sup> K]	C <sub>s</sub>	C <sub>c</sub>
VS	Vetro semplice	5.7	1	0
VD	Vetro doppio	3.1	0.82	0

Gli strati che compongono le varie strutture sono sempre elencati procedendo dall'interno verso l'esterno, per le pareti verticali, e dall'alto verso il basso per i solai; nel caso di solaio con funzione di soffitto, quindi, sarà necessario invertire l'ordine degli strati, in modo da avere sempre per primo quello rivolto verso l'interno del locale.

Riportate le condizioni climatiche, di progetto e le caratteristiche delle strutture considerate, è possibile passare all'analisi dei dieci casi menzionati sull'articolo e confrontati con il modello TFM.

Per ogni simulazione si considera un locale di dimensioni  $a$  (larghezza)  $\times$   $b$  (lunghezza)  $\times$   $c$  (altezza), con pareti verticali, esterne ed interne, solai e finestre di uno dei tipi descritti nelle tabelle sopra. Infine vengono

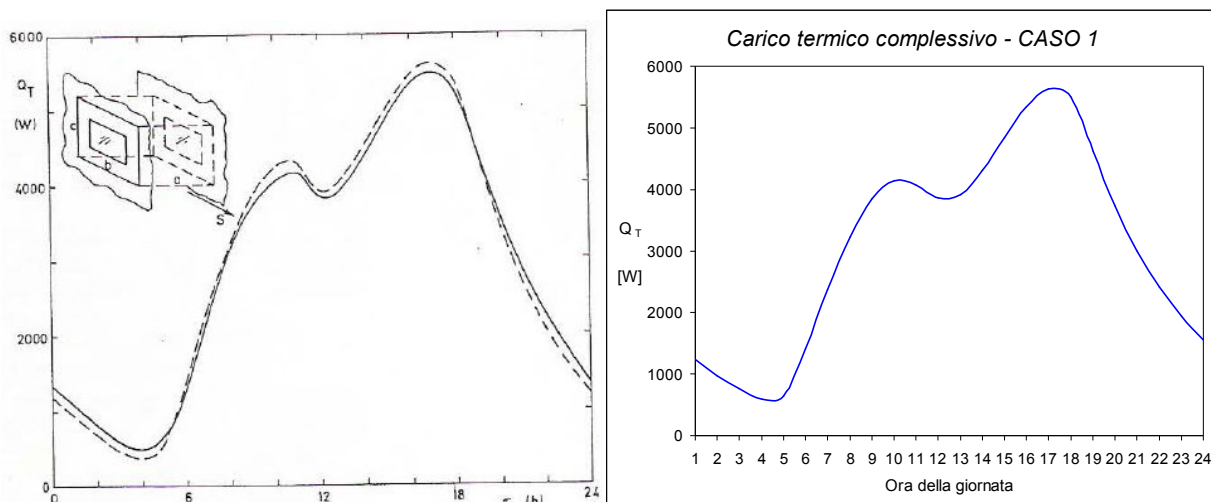
riportati i due grafici che rappresentano gli andamenti giornalieri del carico termico complessivo; nel primo grafico sono mostrati i risultati ottenuti dagli autori dell'articolo [7] (linea continua) affiancati a quelli ricavati dal software dettagliato di simulazione menzionato in precedenza (linea tratteggiata), mentre nel secondo è rappresentato l'andamento del carico termico determinato dal modello TFM.

### Caso 1

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=4m$ ;*

*Strutture utilizzate: E1, D1, S1;*

*Vetri semplici sul 70% delle pareti interessate.*



Come si può osservare, in questa prima simulazione il modello TFM risponde decisamente bene, ricalcando con precisione il profilo del carico termico ottenuto dagli autori dell'articolo.

### Caso 2

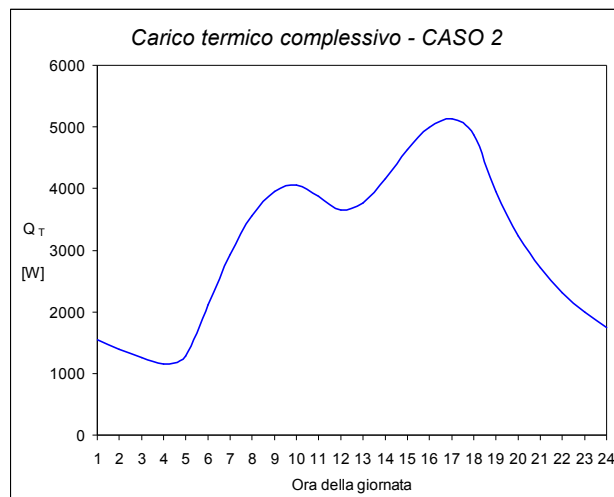
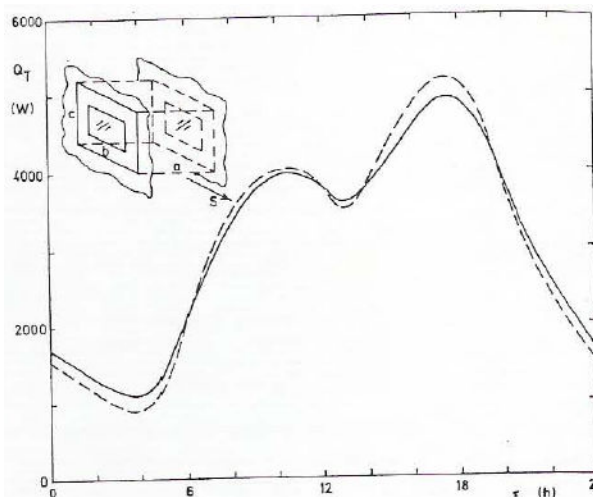
*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=4m$ ;*

*Strutture utilizzate: E2, D2, S1;*

*Vetri semplici sul 70% delle pareti interessate.*

Questa configurazione è molto simile alla precedente, ad eccezione delle strutture utilizzate, che, pur conferendo valori della trasmittanza media  $U_m$  e della massa efficace primaria media  $M_P$  praticamente coincidenti per le due strutture, danno luogo invece ad un fattore di massa secondaria  $B_S$  molto inferiore per il secondo caso rispetto al primo.

In questo modo è possibile notare l'effetto che la massa efficace secondaria ha sull'andamento del carico termico, cioè quello di smorzarne i picchi.

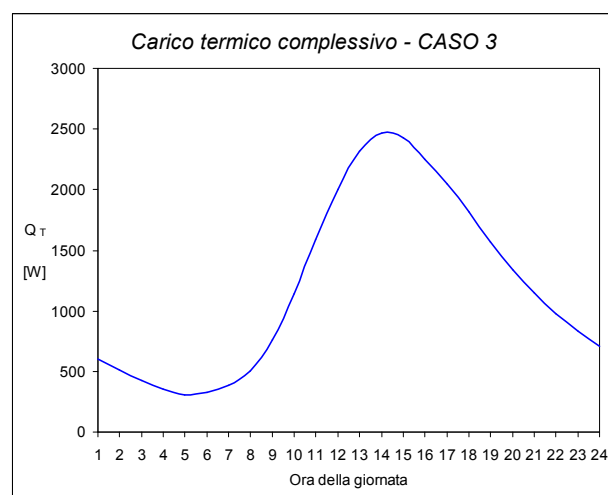
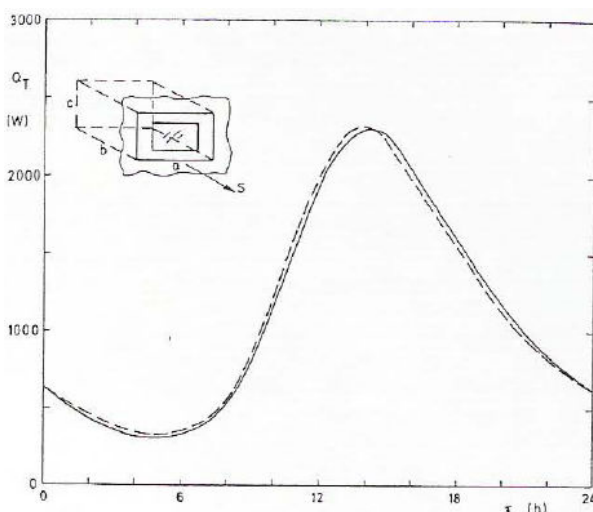


### Caso 3

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: E3, D1, S1 (soffitto), S2 (pavimento);*

*Vetro semplice sul 70% della parete interessata.*

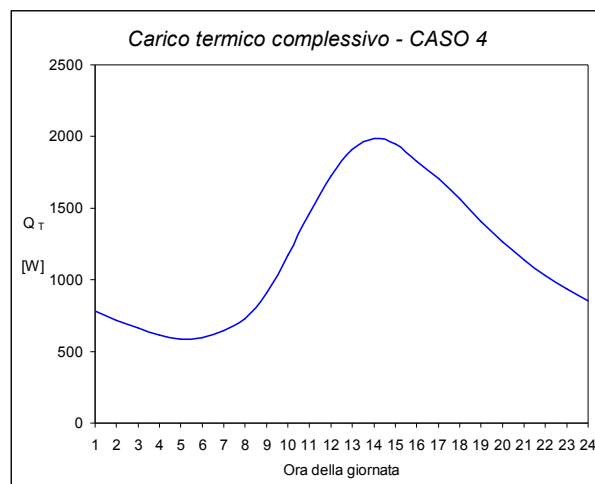
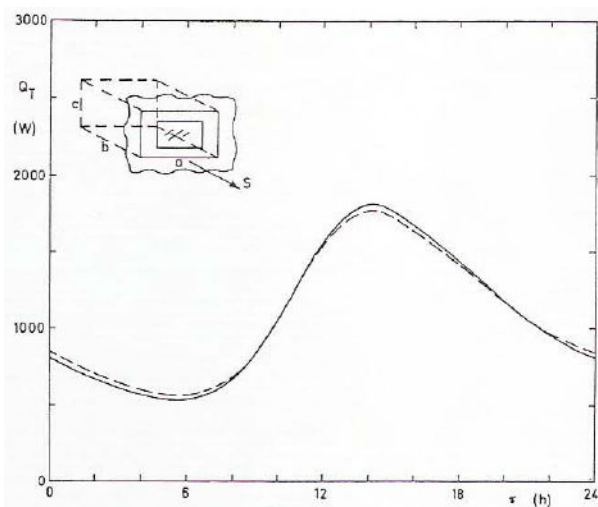


### Caso 4

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: E4, D3, S2;*

*Vetro semplice sul 70% della parete interessata.*



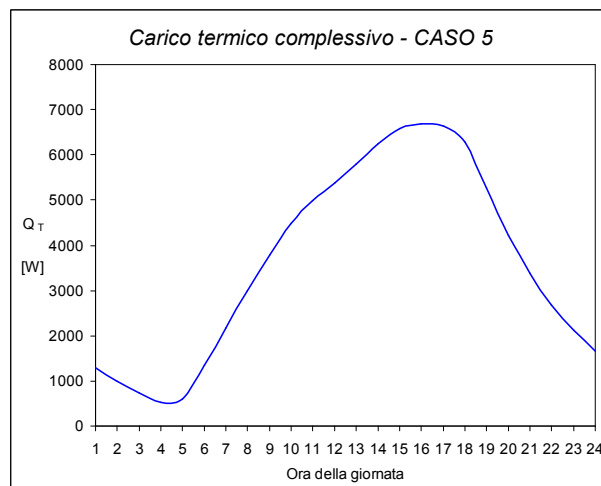
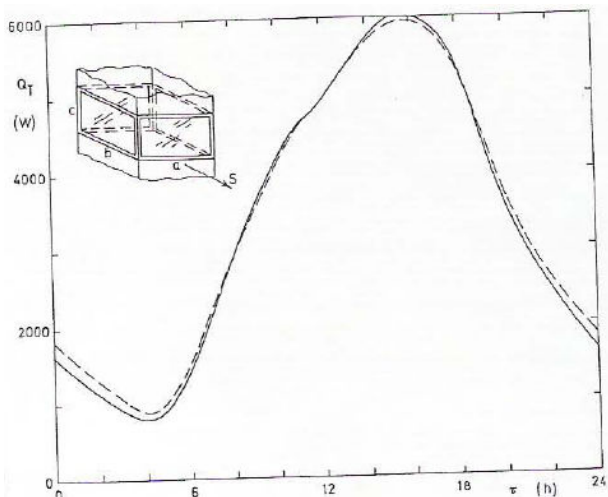
Questa volta, andando a confrontare i grafici relativi ai casi 3 e 4, è possibile apprezzare l'effetto che hanno la massa effettiva e quella primaria delle strutture sul carico termico, in fondo molto simile a quello causato dalla massa efficace secondaria.

#### ✚ Caso 5

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: S1 (soffitto), S2 (pavimento);*

*Vetri semplici sul 100% delle pareti verticali.*



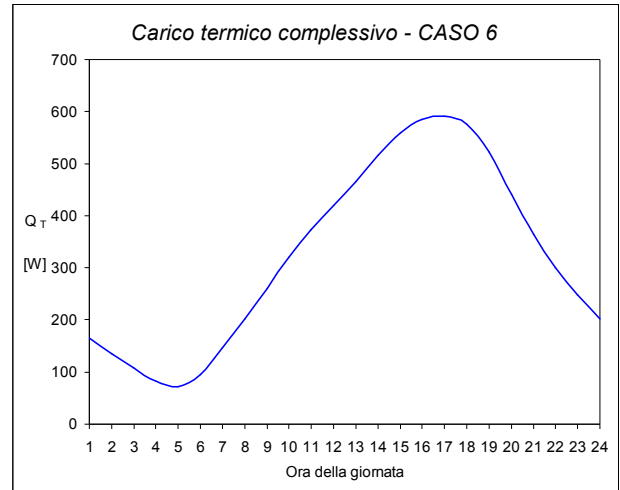
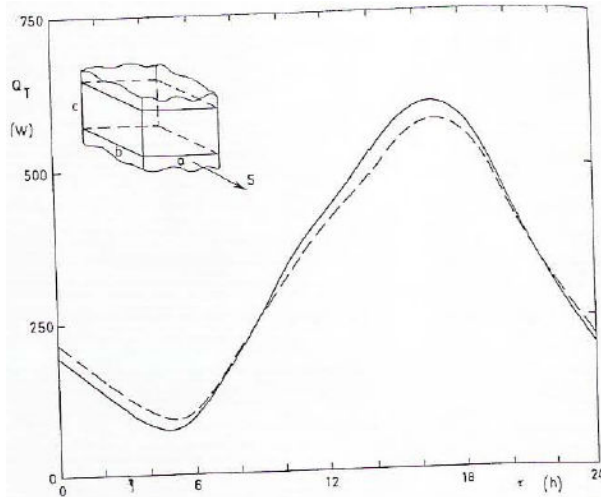
Questo è un caso limite molto particolare, relativo ad un ambiente delimitato da superfici verticali completamente vetrate, e perciò caratterizzato da una trasmittanza media  $U_m$  molto elevata e da una massa efficace  $M_P$  piuttosto bassa. Come si può vedere, anche in situazioni così singolari, il modello TFM risponde in modo decisamente soddisfacente.

### Caso 6

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate:  $E1$ ,  $S1$  (soffitto),  $S2$  (pavimento);*

*Assenza di superfici vetrate.*



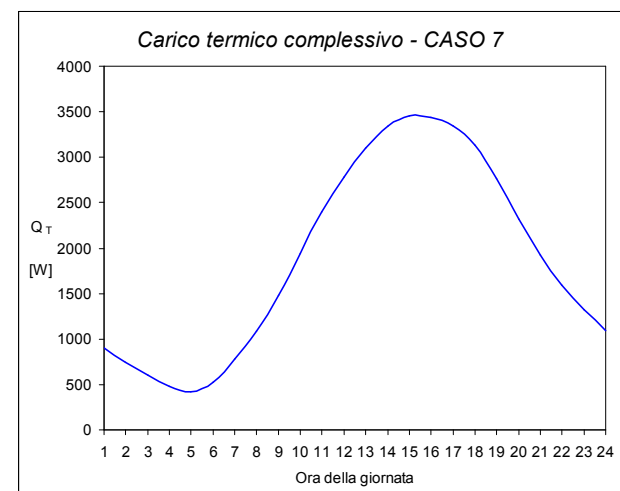
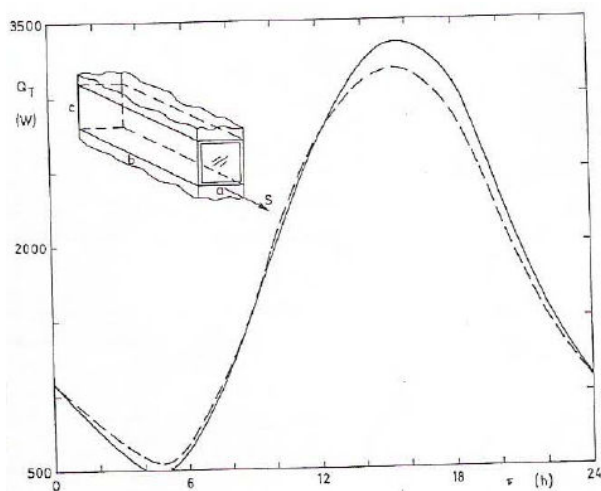
Situazione praticamente opposta alla precedente. La totale assenza di superfici vetrate riduce notevolmente la trasmittanza media del locale, provocando un drastico calo del carico termico, come mostrato da entrambi i grafici sopra.

### Caso 7

*Dimensioni:  $a=3m$ ,  $b=20m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate:  $E1$ ,  $S1$  (soffitto),  $S2$  (pavimento);*

*Vetro semplice sul 100% della parete interessata.*



Anche questa volta ci si trova in una situazione molto particolare: un corridoio di notevole lunghezza, delimitato da tre pareti esterne opache ed una, di testa, completamente vetrata.

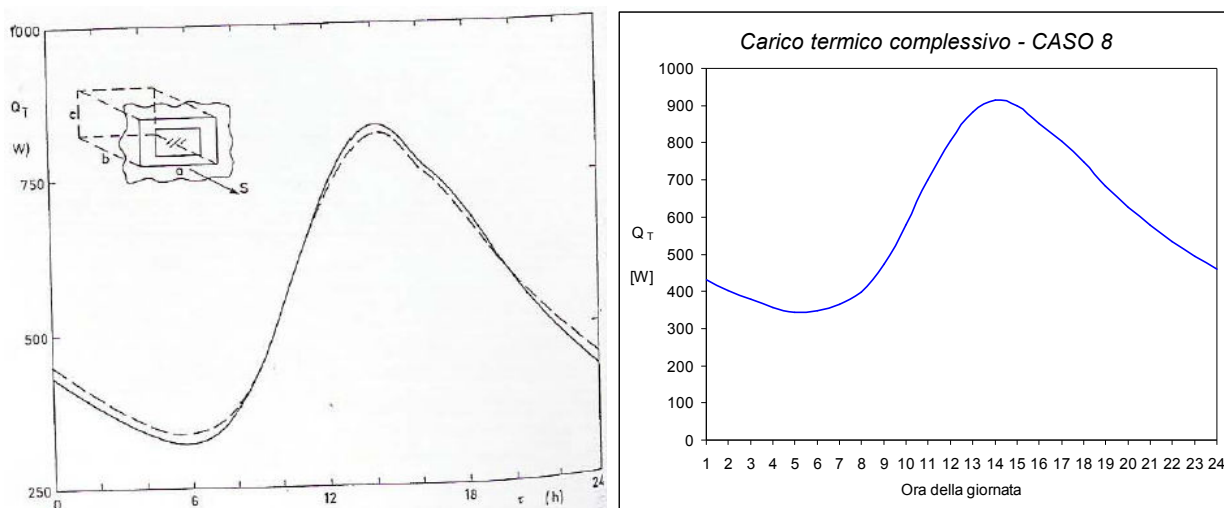
Gli autori dell'articolo hanno voluto presentare questa prova a dimostrazione del fatto che, anche in presenza di situazioni morfologiche particolari, il metodo da loro proposto fornisca comunque risultati veritieri. Come si può osservare dal secondo grafico, anche il modello TFM non si fa spiazzare da situazioni del genere.

### ✚ Caso 8

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=4m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: E5, D3, S2;*

*Vetro semplice sul 30% della parete interessata.*



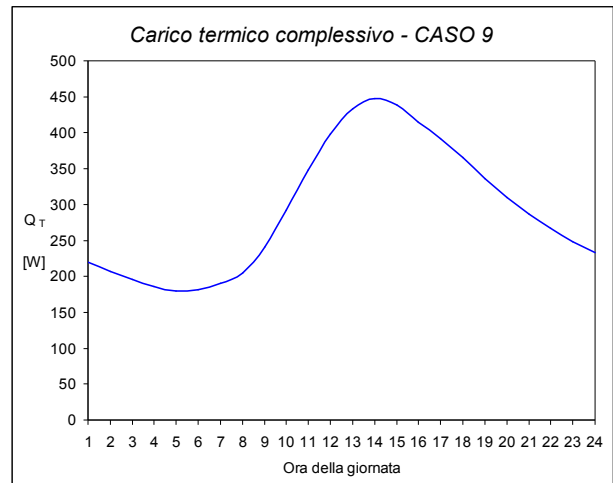
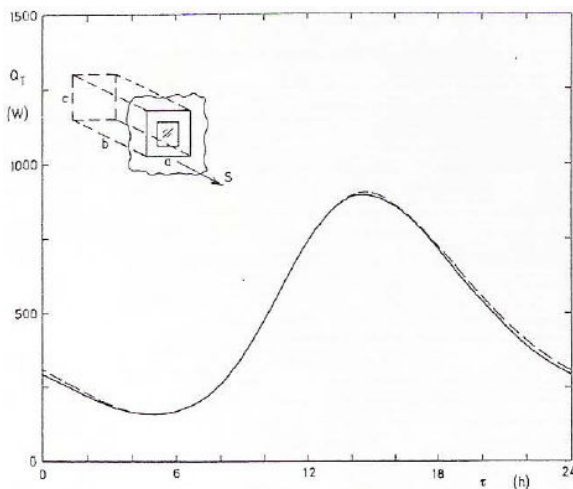
Con questa simulazione si è voluto verificare che il metodo fosse in grado di affrontare anche situazioni in cui i carichi termici fossero piuttosto ridotti; infatti, il buon isolamento termico del locale gli conferisce un valore ridotto di trasmittanza media, e conseguentemente carichi di entità modesta.

### ✚ Caso 9

*Dimensioni:  $a=3m$ ,  $b=5m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: E5, D3, S2;*

*Vetro doppio sul 30% della parete interessata.*



Questo è l'unico caso in cui i risultati ottenuti dal modello non coincidono con quelli riportati sull'articolo. Dopo attente verifiche e ripetuti controlli purtroppo non si è giunti alla causa dell'anomalia.

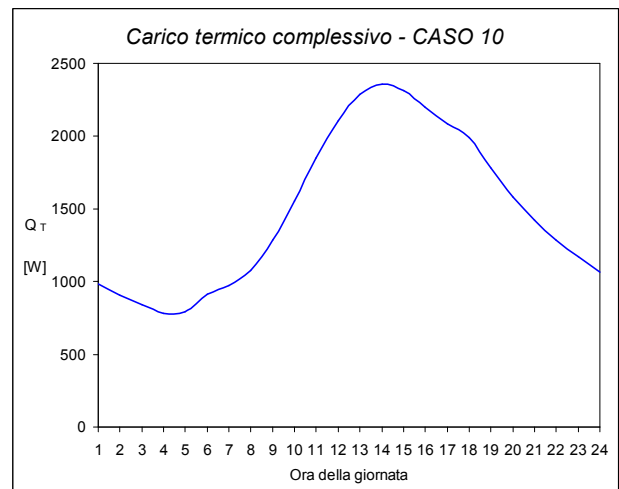
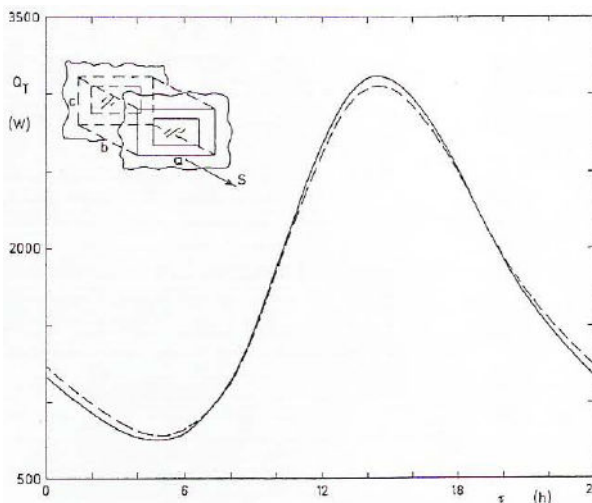
Il sospetto è che vi sia un errore di battitura nei dati riportati sull'articolo scientifico: se, per esempio, le dimensioni del locale fossero le stesse del caso successivo (come ci si potrebbe aspettare al fine di operare un adeguato confronto) i risultati ottenuti col modello TFM sarebbero in accordo con quelli mostrati nel primo grafico.

### Caso 10

*Dimensioni:  $a=5m$ ,  $b=5m$ ,  $c=3m$ ;*

*Strutture utilizzate: E5, D3, S2;*

*Vetri doppi sul 70% delle pareti interessate.*



Sebbene anche in questa ultima simulazione i due profili non coincidano perfettamente, ci si può comunque ritenere soddisfatti dell'andamento ottenuto. Le differenze comunque non sono così accentuate come nel caso precedente.

In linea di massima, nonostante la discordanza tra i risultati ottenuti in uno solo dei dieci casi analizzati, si può affermare comunque che il modello TFM sia risultato uno strumento affidabile nella stima dei carichi termici associati ad un locale in regime estivo.

Tutti i confronti che sono stati effettuati e appena descritti, nel modello TFM sono raccolti in un apposito foglio, denominato appunto “*Confronti*”. Sempre nel medesimo foglio vengono riportati anche i risultati che fornisce il modello avvalendosi delle masse efficaci semplificate, argomento affrontato nel dettaglio proprio nel paragrafo che segue.

Anche tutte le strutture utilizzate in questa sede, illustrate dalle tabelle sopra, sono state raccolte in un foglio a parte del modello, per poter agevolmente simulare tutti i casi analizzati. Una volta effettuati i confronti quest'ultimo foglio, denominato “*Strutture*”, diventerebbe del tutto inutile ai fini dell'utilizzo del modello, tuttavia si è preferito non eliminarlo per lasciare la possibilità all'utente di simulare facilmente anche altri casi simili, con le stesse condizioni imposte dagli autori dell'articolo.

## 6.2 MASSE EFFICACI SEMPLIFICATE

La seconda verifica che è stata effettuata riguarda invece un altro articolo scientifico: “*La massa efficace delle strutture edilizie in regime termico variabile*” [23], pubblicato sulla rivista *La Termotecnica* da uno dei due autori menzionati prima. In questo documento vengono fornite indicazioni per una valutazione rapida di valori di massa efficace, primaria e secondaria, sulla base di poche caratteristiche costruttive facilmente individuabili.



In particolare vengono riportate, per tutte le tipologie di strutture (pareti verticali, soffitti di copertura, ecc.), alcune tabelle contenenti i valori approssimativi di tali parametri, in funzione di tre caratteristiche basilari:

- il materiale che costituisce il primo strato del componente che si incontra dall'interno (abbiamo visto infatti nel paragrafo 3.4 come questa informazione si riveli fondamentale nella determinazione delle masse efficaci);
- la pesantezza della struttura in esame (infatti la massa effettiva, sebbene non coincida con quella efficace, ne influenza fortemente il valore);
- la presenza o meno di uno strato di materiale isolante e, nel caso, la sua posizione nella struttura (interno o esterno).

Conoscendo queste poche informazioni sul componente in esame, gli autori dell'articolo sostengono sia possibile determinarne il valore delle masse efficaci con sufficiente precisione per la determinazione dei carichi termici. Se ciò fosse vero, si potrebbe evitare di affrontare un procedimento così complesso come quello implementato nel modello TFM, velocizzando notevolmente i calcoli in mancanza di uno strumento simile. In questo modo il procedimento di calcolo per un dimensionamento di massima diventerebbe molto più semplice, e magari applicabile anche da personale meno qualificato, senza l'ausilio di software specifici.

Per questo, una possibile applicazione del modello creato è stata proprio quella di andare a verificare che i valori forniti nell'articolo suddetto siano conformi con quelli ottenuti mediante il metodo dettagliato descritto in [5].

Sul modello TFM tutto ciò è stato raccolto in un nuovo foglio ("*Massa semplificata*"), nel quale, per prima cosa vengono calcolate le masse efficaci dei componenti mediante il procedimento dettagliato; per questa operazione, dal momento che per le pareti verticali l'articolo suddivide le strutture in *pesanti, medie, leggere e a blocchi*, specificando per ognuna un certo range di densità, al modello è stato fornito, per ogni categoria, il valor medio di tale parametro.

Sempre sullo stesso foglio sono poi state inserite le tabelle contenenti i valori semplificati esposti dall'articolo scientifico [23].

Affiancando le due tabelle contenenti prima i valori calcolati, poi quelli semplificati, è possibile apprezzare gli scostamenti che intercorrono tra le due serie di dati.

*Masse efficaci calcolate dal modello TFM per le pareti verticali esterne*

Rivestimento:		Malta				Gesso			
Isolante:	Struttura:	pesante	media	leggera	a blocchi	pesante	media	leggera	a blocchi
Assente	$\mu_P$	37.84	33.53	27.73	26.40	22.63	21.82	19.20	17.72
	$\mu_S$	216.08	146.15	71.55	50.38	179.49	125.43	59.90	39.25
Interno	$\mu_P$	26.19	26.88	28.65	29.32	16.83	17.32	18.60	19.09
	$\mu_S$	36.00	36.00	36.00	36.00	24.00	24.00	24.00	24.00
Esterno	$\mu_P$	56.89	44.02	30.82	28.44	34.17	28.80	21.44	19.16
	$\mu_S$	216.08	146.15	71.55	50.38	179.49	125.43	59.90	39.25

*Masse efficaci semplificate riportate sull'articolo per le pareti verticali esterne*

Rivestimento:		Malta				Gesso			
Isolante:	Struttura:	pesante	media	leggera	a blocchi	pesante	media	leggera	a blocchi
Assente	$\mu_P$	43	38	31	27	19	21	21	20
	$\mu_S$	289	130	57	77	188	92	44	66
Interno	$\mu_P$	27	29	28	26	16	17	18	16
	$\mu_S$	36	36	36	36	24	24	24	24
Esterno	$\mu_P$	65	44	33	34	31	27	22	23
	$\mu_S$	188	126	65	72	159	97	97	60

Come si può notare, nel caso delle pareti verticali esterne opache, nella maggior parte delle configurazioni materiali, i valori calcolati e semplificati non si discostano molto gli uni dagli altri.

Per apprezzare meglio il confronto sono stati costruiti alcuni grafici che riportano entrambi i valori per una particolare configurazione strutturale.

Di seguito si riporta, a titolo d'esempio, quello relativo alla struttura pesante con rivestimento in malta, nel quale si può osservare che le differenze maggiori si hanno sulle masse secondarie, mentre quelle primarie assumono praticamente lo stesso valore in entrambi i casi.

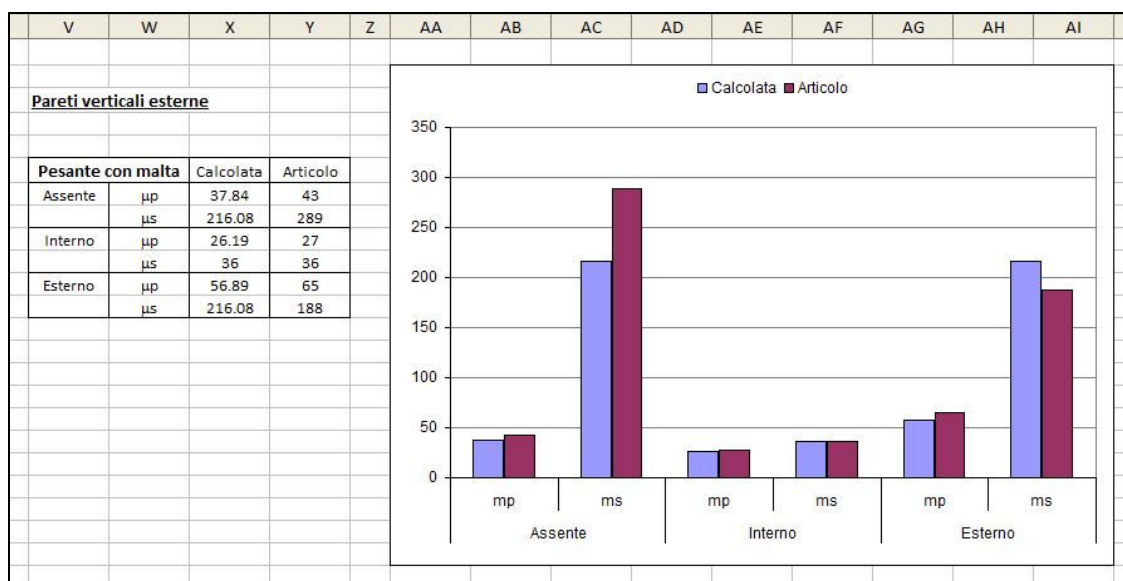


Figura 6.1 – Grafico di confronto tra le masse efficaci calcolate dal modello TFM e quelle semplificate riportate sull’articolo per una struttura pesante con rivestimento in malta.

Le operazioni appena descritte vengono poi ripetute, nel foglio “*Massa semplificata*”, per ognuna delle classi di strutture edilizie considerate al capitolo 3.

Si evita a questo punto di riportare tutte le tabelle e i grafici ricavati per le diverse strutture, esponendo direttamente le conclusioni alle quali si è giunti in seguito all’analisi.

Come si è potuto osservare nel grafico d’esempio riportato in figura 6.1, anche per le altre strutture tendenzialmente le differenze maggiori si riscontrano proprio nelle masse efficaci secondarie, risultando quelle semplificate quasi sempre superiori a quelle calcolate.

Una possibile spiegazione a questo andamento può essere quella che nel modello TFM, così come specificato sull’articolo scientifico [7] relativo al metodo di calcolo del carico termico, le masse secondarie, calcolate come indicato sull’articolo [5], vengono in seguito limitate attraverso un fattore 0,75. Tale scelta non viene motivata bene dagli autori, tuttavia, per ricalcare correttamente il metodo proposto, anche nel modello TFM si è deciso di effettuarla.

Se anche i valori semplificati dell'articolo [23] venissero ridotti come è stato fatto per quelli calcolati dal modello, probabilmente gli scostamenti si ridurrebbero notevolmente.

A questo punto, sebbene il confronto sulle masse efficaci sia stato completato, si è pensato di andare oltre, cercando di valutare quanto gli scostamenti riscontrati nella massa secondaria semplificata influissero sulla determinazione dei carichi termici. Per fare ciò sono stati nuovamente simulati i dieci casi considerati nel paragrafo precedente, utilizzando però questa volta i valori di massa efficace semplificati proposti dall'articolo scientifico, in luogo a quelli calcolati dal modello.

Gli andamenti del carico termico così ottenuti sono stati infine affiancati a quelli già determinati durante la validazione del modello, permettendo un rapido confronto tra le due strade percorse.

Nel foglio "Confronti", quindi, oltre alla possibilità di constatare la validità del modello, ora viene anche offerto un paragone tra i profili del carico termico giornaliero calcolati avvalendosi prima delle masse efficaci effettivamente calcolate dal modello, poi di quelle semplificate riportate nelle tabelle dell'articolo più volte menzionato.

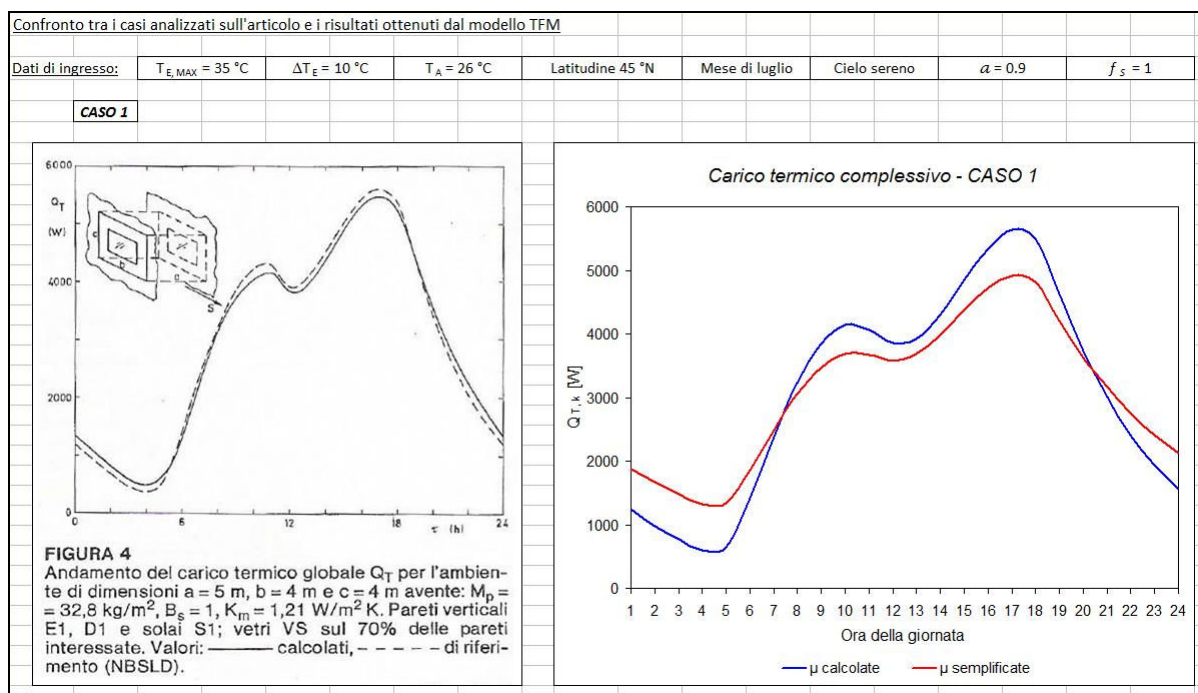


Figura 6.2 – Schermata iniziale del foglio "Confronti" nel modello TFM.

Le considerazioni che si possono fare sui grafici così ottenuti, senza stare a riportarli nuovamente tutti e dieci, coincidono proprio con quello che ci si aspettava. Infatti, come si è osservato poco fa, sono le masse efficaci secondarie che generalmente, nelle tabelle riportate sull'articolo, risultano superiori ai valori calcolati dal modello; se si rammenta l'effetto che tale parametro ha sulla determinazione delle funzioni di trasferimento, si capisce perché tutti i profili del carico termico ricavati tramite l'utilizzo delle masse semplificate (maggiori di quelle calcolate) risultano più smorzati nei picchi di massimo e minimo, mantenendo pressoché inalterato il proprio valore medio.

## CASI STUDIATI E RISULTATI OTTENUTI

A seguito della necessaria verifica sulla validità del modello TFM, si è ritenuto interessante andarlo ad applicare ripetutamente su un certo ambiente, provvedendo a variare, di volta in volta, alcune condizioni di progetto.

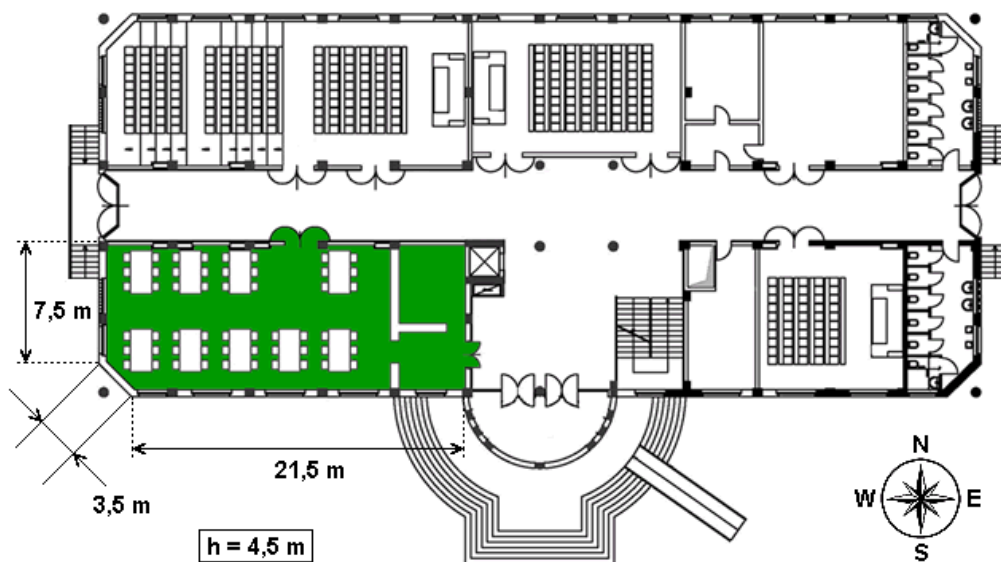
In questo modo, oltre ad ottenere, per ciascun caso analizzato, i consumi ed i risparmi conseguibili a seguito di una modifica dell'impianto (cosa che fa normalmente il modello), è anche possibile confrontare i risparmi percentuali che garantiscono le varie soluzioni impiantistiche in funzione di quei parametri che sono stati cambiati di caso in caso.

In questo modo vengono sfruttate appieno le potenzialità del modello, ribadendo ancora una volta che non è la valutazione esatta del consumo energetico dell'edificio ciò che si cerca, quanto la stima dei vantaggi che si riescono ad ottenere adottando certe tecniche impiantistiche, tra le quali il free-cooling diretto.

### 7.1 AMBIENTE STUDIATO

Il locale preso in esame nelle simulazioni che seguono è sempre lo stesso di caso in caso: si tratta di una biblioteca, utilizzata anche come sala studio e multimediale, situata nell'angolo Sud-Ovest di uno stabile ad

uso universitario, costituito da un unico piano, leggermente rialzato rispetto al suolo.



*Figura 7.1 – Planimetria della biblioteca presa in esame.*

I parametri che si vanno a variare nelle diverse simulazioni sono sostanzialmente due: la località geografica in cui è situato l'edificio e la tipologia di struttura edilizia della quale esso si compone.

Per quanto riguarda la prima variabile, la città di appartenenza, si è cercato di prendere in considerazione località che presentino un particolare tipo di clima, in modo da poter individuare una correlazione che leghi i vantaggi derivanti dalle soluzioni adottate (specie il free-cooling) con le condizioni climatiche esterne.

Le città che sono state selezionate sono quattro:

1. Trento, che presenta un clima particolarmente fresco e umido;
2. Potenza, località decisamente asciutta e con temperature piuttosto basse;
3. Lecce, città calda, con livelli di umidità abbastanza contenuti, specialmente nei primi tre mesi della stagione estiva, maggio, giugno e luglio;
4. Siracusa, caratterizzata da un clima decisamente caldo e umido.

Per ognuna di queste località, poi, il locale in esame viene studiato con quattro diverse tipologie edilizie:

- a) Struttura edilizia normale, senza cioè particolari caratteristiche di isolamento, pesantezza o altro;
- b) Struttura pesante, costituita da elementi edilizi che presentano una elevata massa frontale;
- c) Struttura molto isolata, composta, oltre ai materiali con caratteristiche strutturali portanti, anche da grandi quantità di isolante termico; questa tipologia è caratterizzata in generale da masse frontali non molto elevate e valori di trasmittanza termica decisamente ridotti;
- d) Alta percentuale di elementi vetrati nell'involucro; qui la radiazione solare assume un ruolo davvero fondamentale.

Per valutare la situazione più gravosa a cui si possa andare incontro, sia in quest'ultima configurazione strutturale che in tutte le precedenti, l'edificio è stato considerato esposto direttamente all'irraggiamento solare durante tutto l'arco della giornata (i coefficienti di ombreggiamento  $f_s$  sono sempre pari a 1).

Tutti gli altri parametri (condizioni interne di progetto, specifiche tecniche dell'UTA, caratteristiche dei vari componenti, ecc.) vengono mantenuti invariati di caso in caso, e sono riportati nella tabella sotto.

Temperatura interna di progetto $T_A$ nel mese considerato:				
Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre
$T_A = 22 \text{ °C}$	$T_A = 24 \text{ °C}$	$T_A = 25 \text{ °C}$	$T_A = 24 \text{ °C}$	$T_A = 23 \text{ °C}$
Grado igrometrico interno di progetto:			$\phi_A = 0,55$	
Volume dell'ambiente da condizionare:			$V = 1066 \text{ m}^3$	
Temperatura dell'aria di immissione:			$T_I = 16 \text{ °C}$	
Fattore di by-pass delle batterie dell'UTA:			$f_b = 0,1$	
Perdita di carico della sezione di ripresa:			$\Delta_{p,r} = 500 \text{ Pa}$	
Perdita di carico della sezione di mandata:			$\Delta_{p,m} = 900 \text{ Pa}$	
Efficienza dei ventilatori:			$\varepsilon = 0,8$	
Minimo $\Delta x$ per il post-riscaldamento:			$\Delta x = 0,25 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_a$	



Efficienza dello scambiatore REC:	$\varepsilon = 0,85$
Efficienza dell'umidificatore RAI:	$\eta = 0,90$
Efficienza del recuperatore RIG:	$\varepsilon = 0,45$
Efficienza del gruppo frigorifero:	SEER = 4,25 kW <sub>th</sub> /kW <sub>e</sub>
Rendimento di generazione della caldaia:	$\eta = 0,95$

Per quanto riguarda, invece, il comportamento dell'utenza, anche qui le condizioni imposte vengono mantenute le stesse ad ogni simulazione, in modo da non renderle una variabile del problema.

Ora	n [h <sup>-1</sup> ]	P <sub>ill.</sub> [W]	P <sub>int.</sub> [W]	N° persone	Attività svolta
1	1		2800		
2	1		2800		
3	1		2800		
4	1		2800		
5	1		2800		
6	1		2800		
7	1	3500	4200	6	Lavoro sedentario
8	1	3500	4200	6	Lavoro sedentario
9	1	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
10	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
11	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
12	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
13	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
14	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
15	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
16	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
17	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
18	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
19	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
20	2	3500	4200	40	Seduto, lavoro leggero
21	1	3500	4200	4	In movimento veloce
22	1	3500	4200	4	In movimento veloce
23	1		2800		
24	1		2800		

Si è pensato di imporre un numero minimo di ricambi d'aria orari pari ad 1, valore che sale a 2 quando il locale si affolla di persone.

La potenza specifica di illuminazione è stata assunta pari a circa 15 W per m<sup>2</sup>, (che, considerando la superficie del locale in esame, fornisce una potenza totale di 3,5 kW), con luci accese dalle 6 alle 22, orario in cui anche gli addetti alle pulizie lasciano il locale. Sono poi presenti nella sala un certo numero di computer e macchine da ufficio, che dissipano una potenza totale a pieno carico di 4,2 kW, mentre durante la notte tale valore si riduce a 2,8 kW.

Gli studenti entrano mediamente nell'aula alle ore 8 ed escono alle 20.

C'è solo un'eccezione all'invarianza dei parametri appena descritti: quando si prende in considerazione la quarta tipologia di struttura edilizia, quella con alta percentuale di superfici vetrate, l'accensione delle luci viene limitata alla fascia oraria dalle 18 alle 22, in modo da non perdere l'unico vantaggio che questa scelta porta con sé.

Per non creare troppa confusione tra le numerose simulazioni effettuate (16 in tutto), vengono suddivisi i risultati ottenuti dal modello in funzione della tipologia costruttiva caratteristica dell'involucro edilizio.

## 7.2 STRUTTURA NORMALE

Le stratigrafie e le caratteristiche termo-fisiche dei componenti edilizi che compongono questo tipo di struttura vengono descritti nelle tabelle riportate sotto.

### *Pareti verticali esterne*

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Mattoni forati 1.1.14	0.30		0.94	1400	840
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910

Superficie parete esterna Sud	78.75 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Sud-Ovest	15.75 m <sup>2</sup>

Superficie parete esterna Ovest	27.75 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti esterne	492 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti esterne	0.866 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

Pareti verticali interne

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Mattoni forati 1.1.04	0.12		0.24	1800	840
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910

Superficie pareti interne	153 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti interne	288 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti interne	1.837 m <sup>2</sup> K/W

Soffitto di copertura

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Blocco da solaio 2.1.04i A1	0.26		0.35	1800	880
Polistirene espanso in lastre	0.04	0.04		25	1340
Cartone bituminato	0.01	0.23		1100	1300
Tegole in cotto	0.02	1.20		2100	840

Superficie soffitto di copertura	233.88 m <sup>2</sup>
Massa frontale soffitto di copertura	558 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica soffitto	0.491 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

Pavimento disperdente

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Piastrelle di ceramica	0.01	1.10		2100	840
Massetto di calcestr. leggero	0.05	0.58		1400	880
Calcestruzzo armato	0.26	1.20		2200	1100
Terreno argilloso	-	1.50			

Superficie pavimento dispedente	236.88 m <sup>2</sup>
---------------------------------	-----------------------

Superfici vetrate

Trasmittanza U [m <sup>2</sup> K/W]	2.80
Coefficiente di shading C <sub>s</sub>	0.77
Coefficiente convettivo C <sub>c</sub>	0

Area finestra Sud	18 m <sup>2</sup>
Area finestra Ovest	6 m <sup>2</sup>
Area finestre sul soffitto	3 m <sup>2</sup>

Con un involucro edilizio siffatto, i consumi in kWh ed i risparmi energetici percentuali ottenuti dal modello, per le quattro città considerate, sono:

*1) Trento*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8435.1	10325.7	10768.6	12224.1	10584.9	<b>52338.3</b>
REC+RAI [kWh]	8171.5	9728.6	9923.3	11377.6	10136.6	<b>49337.5</b>
Risparmio %	3.13	5.78	7.85	6.92	4.24	<b>5.73</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6492.4	8237.6	8759.2	9622.1	8333.8	<b>41445.1</b>
Risparmio %	23.03	20.22	18.66	21.29	21.27	<b>20.81</b>
BP ricircolo [kWh]	6388.9	8551.7	8935.3	9886.7	8951.5	<b>42714.0</b>
Risparmio %	21.81	12.10	9.96	13.10	11.69	<b>13.42</b>
BP miscela [kWh]	6699.4	9679.9	9617.7	11270.4	10136.6	<b>47404.0</b>
Risparmio %	18.01	0.50	3.08	0.94	0.00	<b>3.92</b>
Free-cooling [kWh]	7521.6	9728.6	9923.3	11377.6	10136.6	<b>48687.7</b>
Risparmio %	7.95	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.32</b>
FC+RAD [kWh]	7521.6	9728.6	9923.3	11377.6	10136.6	<b>48687.7</b>
Risparmio %	7.95	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.32</b>

*2) Potenza*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	4468.1	4689.4	5699.8	6978.6	5613.1	<b>27449.0</b>
REC+RAI [kWh]	4002.4	4162.7	5022.0	6173.0	5203.8	<b>24564.0</b>
Risparmio %	10.42	11.23	11.89	11.54	7.29	<b>10.51</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	4002.4	4162.7	5022.0	6173.0	5203.8	<b>24564.0</b>
Risparmio %	10.42	11.23	11.89	11.54	7.29	<b>10.51</b>

BP ricircolo [kWh]	4002.4	4162.7	5022.0	6173.0	5203.8	<b>24564.0</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
BP miscela [kWh]	4002.4	4162.7	5022.0	6173.0	5203.8	<b>24564.0</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
Free-cooling [kWh]	2928.0	3178.1	3870.0	4529.1	3686.5	<b>18191.7</b>
Risparmio %	26.84	23.65	22.94	26.63	29.16	<b>25.94</b>
FC+RAD [kWh]	2769.5	2379.6	2563.9	3214.0	2977.6	<b>13904.6</b>
Risparmio %	30.80	42.84	48.95	47.93	42.78	<b>43.39</b>

### 3) Lecce

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	6714.8	7367.9	8736.4	14064.8	11931.0	<b>48814.9</b>
REC+RAI [kWh]	6158.1	6360.5	7499.3	12759.7	10989.2	<b>43766.8</b>
Risparmio %	8.29	13.67	14.16	9.28	7.89	<b>10.34</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6158.1	6360.5	7279.9	10951.4	9027.7	<b>39777.6</b>
Risparmio %	8.29	13.67	16.67	22.14	24.33	<b>18.51</b>
BP ricircolo [kWh]	6158.1	6360.5	7280.2	10964.9	9034.8	<b>39798.5</b>
Risparmio %	0.00	0.00	2.92	14.07	17.79	<b>9.07</b>
BP miscela [kWh]	6158.1	6360.5	7280.3	11623.6	9238.1	<b>40660.5</b>
Risparmio %	0.00	0.00	2.92	8.90	15.94	<b>7.10</b>
Free-cooling [kWh]	4137.9	4669.8	6284.3	12759.7	11038.2	<b>38889.9</b>
Risparmio %	32.81	26.58	16.20	0.00	-0.45	<b>11.14</b>
FC+RAD [kWh]	3504.2	3682.7	6268.9	12759.7	11038.2	<b>37253.7</b>
Risparmio %	43.10	42.10	16.41	0.00	-0.45	<b>14.88</b>

### 4) Siracusa

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8833.5	10720.1	14297.4	15257.7	16156.7	<b>65265.5</b>
REC+RAI [kWh]	8366.2	9876.6	13058.2	13882.8	15089.5	<b>60273.2</b>
Risparmio %	5.29	7.87	8.67	9.01	6.61	<b>7.65</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6558.0	8362.9	11322.8	11803.7	12245.7	<b>50293.0</b>
Risparmio %	25.76	21.99	20.81	22.64	24.21	<b>22.94</b>
BP ricircolo [kWh]	6527.8	8483.6	11602.2	11825.5	13048.2	<b>51487.2</b>
Risparmio %	21.97	14.10	11.15	14.82	13.53	<b>14.58</b>
BP miscela [kWh]	6499.4	9546.8	13013.8	13404.5	15089.5	<b>57553.9</b>
Risparmio %	22.31	3.34	0.34	3.45	0.00	<b>4.51</b>
Free-cooling [kWh]	7351.9	9876.6	13058.2	13882.8	15089.5	<b>59259.0</b>
Risparmio %	12.12	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.68</b>
FC+RAD [kWh]	7351.9	9876.6	13058.2	13882.8	15089.5	<b>59259.0</b>
Risparmio %	12.12	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.68</b>

## 7.3 STRUTTURA PESANTE

La seconda tipologia di struttura che si è andati a considerare è caratterizzata da un'elevata massa frontale per i suoi componenti edilizi; sono stati scelti, infatti, per questo involucro, materiali che presentassero densità importanti; inoltre, le murature così progettate risultano di spessore piuttosto rilevante, come si evince dalle tabelle sottostanti, che riportano le stratigrafie dei componenti.

### Pareti verticali esterne

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Mattoni pieni 1.01.1 C	0.42		0.54	1800	840
Malta di cemento	0.05	1.10		2000	910
Mattoni a vista 1.01.1 A	0.14		0.18	1800	840

Superficie parete esterna Sud	78.75 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Sud-Ovest	15.75 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Ovest	27.75 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti esterne	1162 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti esterne	1.038 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

### Pareti verticali interne

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.03	0.90		1800	910
Mattoni pieni 1.01.1 C	0.43		0.54	1800	840
Intonaco di malta di calce	0.03	0.90		1800	910

Superficie pareti interne	153 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti interne	855 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti interne	1.169 m <sup>2</sup> K/W

### Soffitto di copertura

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Blocco da solaio 2.1.08i A1	0.30		0.37	1800	880
Polistirene espanso in lastre	0.04	0.04		25	1340
Gettata di cemento	0.08	1.10		2000	880
Cartone bituminato	0.01	0.23		1100	1300
Tegole in cotto	0.02	1.2		2100	840

Superficie soffitto di copertura	233.88 m <sup>2</sup>
Massa frontale soffitto di copertura	790 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica soffitto	0.576 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

### Pavimento disperdente

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Piastrelle di ceramica	0.01	1.10		2100	840
Calcestruzzo armato	0.40	1.20		2200	1100
Terreno argilloso	-	1.50			

Superficie pavimento disperdente	236.88 m <sup>2</sup>
----------------------------------	-----------------------

### Superfici vetrate

Trasmittanza U [m <sup>2</sup> K/W]	2.80
Coefficiente di shading C <sub>s</sub>	0.77
Coefficiente convettivo C <sub>c</sub>	0

Area finestra Sud	18 m <sup>2</sup>
Area finestra Ovest	6 m <sup>2</sup>
Area finestre sul soffitto	3 m <sup>2</sup>

I consumi ed i risparmi conseguibili con una struttura di questo tipo, riferiti a ciascuna soluzione impiantistica, per le località prese in esame, sono:

### 1) Trento

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8442.4	10398.0	10861.1	12320.7	10604.7	<b>52626.9</b>
REC+RAI [kWh]	8178.7	9801.0	10015.8	11474.2	10156.4	<b>49626.1</b>
Risparmio %	3.12	5.74	7.78	6.87	4.23	<b>5.70</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6497.0	8262.9	8818.5	9676.7	8322.5	<b>41577.6</b>
Risparmio %	23.04	20.53	18.81	21.46	21.52	<b>21.00</b>
BP ricircolo [kWh]	6407.4	8586.6	8925.1	9941.0	8922.9	<b>42783.0</b>
Risparmio %	21.66	12.39	10.89	13.36	12.14	<b>13.79</b>
BP miscela [kWh]	6631.1	9752.5	9777.1	11302.2	10156.4	<b>47619.3</b>
Risparmio %	18.92	0.49	2.38	1.50	0.00	<b>4.04</b>
Free-cooling [kWh]	7519.6	9801.0	10015.8	11474.2	10156.4	<b>48967.0</b>
Risparmio %	8.06	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.33</b>
FC+RAD [kWh]	7519.6	9801.0	10015.8	11474.2	10156.4	<b>48967.0</b>
Risparmio %	8.06	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.33</b>

### 2) Potenza

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	4291.3	4603.7	5752.8	7062.4	5625.1	<b>27335.3</b>
REC+RAI [kWh]	3838.0	4128.2	5075.0	6256.8	5218.2	<b>24516.2</b>
Risparmio %	10.56	10.33	11.78	11.41	7.23	<b>10.31</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	3838.0	4128.2	5075.0	6256.8	5218.2	<b>24516.2</b>
Risparmio %	10.56	10.33	11.78	11.41	7.23	<b>10.31</b>
BP ricircolo [kWh]	3838.0	4128.2	5075.0	6256.8	5218.2	<b>24516.2</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
BP miscela [kWh]	3838.0	4128.2	5075.0	6256.8	5218.2	<b>24516.2</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
Free-cooling [kWh]	2811.6	3128.9	3901.1	4572.7	3686.6	<b>18100.9</b>
Risparmio %	26.74	24.21	23.13	26.92	29.35	<b>26.17</b>
FC+RAD [kWh]	2658.2	2330.1	2582.3	3251.5	2984.4	<b>13806.5</b>
Risparmio %	30.74	43.56	49.12	48.03	42.81	<b>43.68</b>

### 3) Lecce

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	6786.5	7492.9	8897.2	14248.4	12064.1	<b>49489.0</b>
REC+RAI [kWh]	6229.8	6485.5	7660.0	12943.3	11122.3	<b>44440.9</b>
Risparmio %	8.20	13.44	13.90	9.16	7.81	<b>10.20</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6229.8	6485.5	7440.9	11127.0	9144.9	<b>40428.1</b>
Risparmio %	8.20	13.44	16.37	21.91	24.20	<b>18.31</b>
BP ricircolo [kWh]	6229.8	6485.5	7441.1	11140.2	9152.8	<b>40449.4</b>
Risparmio %	0.00	0.00	2.86	13.93	17.71	<b>8.98</b>



BP miscela [kWh]	6229.8	6485.5	7441.2	11720.5	9278.3	<b>41155.3</b>
Risparmio %	0.00	0.00	2.86	9.45	16.58	<b>7.39</b>
Free-cooling [kWh]	4169.7	4741.8	6395.9	12943.3	11169.4	<b>39420.0</b>
Risparmio %	33.07	26.89	16.50	0.00	-0.42	<b>11.30</b>
FC+RAD [kWh]	3539.5	3735.6	6379.8	12943.3	11169.4	<b>37767.6</b>
Risparmio %	43.18	42.40	16.71	0.00	-0.42	<b>15.02</b>

#### 4) Siracusa

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8905.9	10831.9	14445.5	15454.0	16316.8	<b>65954.0</b>
REC+RAI [kWh]	8438.6	9988.4	13206.2	14079.1	15249.6	<b>60961.8</b>
Risparmio %	5.25	7.79	8.58	8.90	6.54	<b>7.57</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6611.6	8450.5	11439.2	11992.1	12367.8	<b>50861.2</b>
Risparmio %	25.76	21.99	20.81	22.40	24.20	<b>22.88</b>
BP ricircolo [kWh]	6566.0	8559.0	11666.1	12013.0	13052.0	<b>51856.1</b>
Risparmio %	22.19	14.31	11.66	14.67	14.41	<b>14.94</b>
BP miscela [kWh]	6506.5	9619.7	13161.8	13660.8	15249.6	<b>58198.3</b>
Risparmio %	22.90	3.69	0.34	2.97	0.00	<b>4.53</b>
Free-cooling [kWh]	7401.4	9988.4	13206.2	14079.1	15249.6	<b>59924.7</b>
Risparmio %	12.29	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.70</b>
FC+RAD [kWh]	7401.4	9988.4	13206.2	14079.1	15249.6	<b>59924.7</b>
Risparmio %	12.29	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.70</b>

## 7.4 STRUTTURA MOLTO ISOLATA

Questa volta la caratteristica peculiare dell'involucro edilizio è l'isolamento termico; addirittura per le pareti esterne si è optato per un doppio strato di materiale isolante, mentre per la copertura disperdente le lastre di polistirene espanso installate presentano uno spessore di ben 12 cm. Sono evidenti infatti, dalle tabelle sotto, i valori particolarmente bassi delle trasmittanze termiche.

#### Pareti verticali esterne

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910

Polistirene espanso in lastre	0.06	0.04		25	1340
Blocco forato 1.1.15	0.20		0.60	1800	910
Polistirene espanso in lastre	0.10	0.04		25	1340
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910

Superficie parete esterna Sud	78.75 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Sud-Ovest	15.75 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Ovest	27.75 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti esterne	445 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti esterne	0.207 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

Pareti verticali interne

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Mattoni forati 1.1.20	0.10		0.27	1800	840
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910

Superficie pareti interne	153 m <sup>2</sup>
Massa frontale pareti interne	252 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica pareti interne	1.741 m <sup>2</sup> K/W

Soffitto di copertura

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Intonaco di malta di calce	0.02	0.90		1800	910
Blocco da solaio 2.4.05i	0.23		0.84	1800	880
Polistirene espanso in lastre	0.12	0.04		25	1340
Cartone bituminato	0.01	0.23		1100	1300
Tegole in cotto	0.02	1.20		2100	840

Superficie soffitto di copertura	233.88 m <sup>2</sup>
Massa frontale soffitto di copertura	506 kg/m <sup>2</sup>
Trasmittanza termica soffitto	0.242 m <sup>2</sup> K/W
Coefficiente di assorbimento	0.9

Pavimento disperdente

Materiale	s [m]	$\lambda$ [W/m K]	R [m <sup>2</sup> K/W]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/kg K]
Piastrelle di ceramica	0.01	1.10		2100	840
Massetto di calcestr. leggero	0.05	0.58		1400	880
Polistirene espanso in lastre	0.04	0.04		25	1340
Calcestruzzo armato	0.26	1.20		2200	1100
Terreno argilloso	-	1.50			

Superficie pavimento disperdente	236.88 m <sup>2</sup>
----------------------------------	-----------------------

Superfici vetrate

Trasmittanza U [m <sup>2</sup> K/W]	2.80
Coefficiente di shading C <sub>S</sub>	0.77
Coefficiente convettivo C <sub>C</sub>	0

Area finestra Sud	18 m <sup>2</sup>
Area finestra Ovest	6 m <sup>2</sup>
Area finestre sul soffitto	3 m <sup>2</sup>

I risultati che si ottengono per le quattro città, con questa struttura particolarmente isolata, sono i seguenti:

*1) Trento*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8461.3	10159.7	10503.0	11907.4	10535.0	<b>51566.5</b>
REC+RAI [kWh]	8197.7	9562.7	9657.7	11060.9	10086.7	<b>48565.7</b>
Risparmio %	3.12	5.88	8.05	7.11	4.26	<b>5.82</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6512.1	8136.5	8548.3	9402.5	8333.6	<b>40933.1</b>
Risparmio %	23.04	19.91	18.61	21.04	20.90	<b>20.62</b>
BP ricircolo [kWh]	6589.0	8431.3	8727.9	9665.4	8942.9	<b>42356.5</b>
Risparmio %	19.62	11.83	9.63	12.62	11.34	<b>12.79</b>
BP miscela [kWh]	6597.6	9514.4	9395.9	10955.7	10086.7	<b>46550.3</b>
Risparmio %	19.52	0.51	2.71	0.95	0.00	<b>4.15</b>
Free-cooling [kWh]	7551.6	9562.7	9657.7	11060.9	10086.7	<b>47919.6</b>
Risparmio %	7.88	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.33</b>
FC+RAD [kWh]	7551.6	9562.7	9657.7	11060.9	10086.7	<b>47919.6</b>
Risparmio %	7.88	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.33</b>

## 2) Potenza

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	4744.3	4802.1	5610.3	6714.6	5628.8	<b>27500.2</b>
REC+RAI [kWh]	4288.7	4244.9	4884.2	5909.0	5177.3	<b>24504.1</b>
Risparmio %	9.60	11.60	12.94	12.00	8.02	<b>10.89</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	4288.7	4244.9	4884.2	5909.0	5177.3	<b>24504.1</b>
Risparmio %	9.60	11.60	12.94	12.00	8.02	<b>10.89</b>
BP ricircolo [kWh]	4288.7	4244.9	4884.2	5909.0	5177.3	<b>24504.1</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
BP miscela [kWh]	4288.7	4244.9	4884.2	5909.0	5177.3	<b>24504.1</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
Free-cooling [kWh]	3095.0	3255.6	3782.2	4376.2	3682.9	<b>18191.8</b>
Risparmio %	27.83	23.31	22.56	25.94	28.86	<b>25.76</b>
FC+RAD [kWh]	2926.6	2453.2	2526.2	3096.3	2975.3	<b>13977.6</b>
Risparmio %	31.76	42.21	48.28	47.60	42.53	<b>42.96</b>

## 3) Lecce

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	6575.2	6979.3	8221.3	13448.5	11475.7	<b>46700.0</b>
REC+RAI [kWh]	5959.6	5972.0	6984.1	12143.4	10533.9	<b>41593.0</b>
Risparmio %	9.36	14.43	15.05	9.70	8.21	<b>10.94</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	5959.6	5972.0	6762.7	10364.4	8640.1	<b>37698.7</b>
Risparmio %	9.36	14.43	17.74	22.93	24.71	<b>19.27</b>
BP ricircolo [kWh]	5959.6	5972.0	6762.9	10453.9	8701.5	<b>37849.9</b>
Risparmio %	0.00	0.00	3.17	13.91	17.40	<b>9.00</b>
BP miscela [kWh]	5959.6	5972.0	6763.0	11197.9	9044.3	<b>38936.7</b>
Risparmio %	0.00	0.00	3.17	7.79	14.14	<b>6.39</b>
Free-cooling [kWh]	4037.3	4434.6	5912.4	12143.4	10583.8	<b>37111.4</b>
Risparmio %	32.26	25.74	15.35	0.00	-0.47	<b>10.77</b>
FC+RAD [kWh]	3406.4	3506.0	5898.8	12143.4	10583.8	<b>35538.3</b>
Risparmio %	42.84	41.29	15.54	0.00	-0.47	<b>14.56</b>

## 4) Siracusa

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	8651.9	10381.3	13821.7	14601.1	15611.7	<b>63067.7</b>
REC+RAI [kWh]	8184.6	9537.8	12582.4	13226.1	14544.5	<b>58075.2</b>
Risparmio %	5.40	8.13	8.97	9.42	6.84	<b>7.92</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	6421.1	8098.1	10942.0	11185.6	11864.0	<b>48510.9</b>
Risparmio %	25.78	21.99	20.83	23.39	24.01	<b>23.08</b>
BP ricircolo [kWh]	6392.7	8310.2	11463.5	11337.7	13264.0	<b>50768.1</b>
Risparmio %	21.89	12.87	8.89	14.28	8.80	<b>12.58</b>

BP miscela [kWh]	6395.5	9212.7	12582.4	13105.9	14544.5	<b>55841.0</b>
Risparmio %	21.86	3.41	0.00	0.91	0.00	<b>3.85</b>
Free-cooling [kWh]	7218.5	9537.8	12582.4	13226.1	14544.5	<b>57109.2</b>
Risparmio %	11.80	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.66</b>
FC+RAD [kWh]	7218.5	9537.8	12582.4	13226.1	14544.5	<b>57109.2</b>
Risparmio %	11.80	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.66</b>

## 7.5 STRUTTURA CON ALTA PERCENTUALE DI SUPERFICI VETRATE

Per questa ultima tipologia di struttura edilizia, i componenti vetrati ricoprono la maggior parte delle superfici disperdenti, garantendo all'ambiente un'ottima illuminazione naturale, al caro prezzo di un incremento netto dei carichi termici sensibili, sia per radiazione che per trasmissione.

Si è prevista, in questa situazione, un'ampia vetrata di altezza 3 metri lungo tutte le pareti esterne (sud-ovest compresa), ed oltre il 50% del soffitto di copertura è costituito da vetri.

Le caratteristiche dei componenti edilizi, opachi e trasparenti, sono le stesse considerate nel primo caso, ma cambiano naturalmente le aree da esse occupate.

Le tabelle che seguono riportano soltanto i dati che sono stati modificati rispetto al primo caso, quello di struttura edilizia normale.

Superficie parete esterna Sud	32.25 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Sud-Ovest	5.25 m <sup>2</sup>
Superficie parete esterna Ovest	11.25 m <sup>2</sup>
Superficie soffitto di copertura	108.88 m <sup>2</sup>

Area finestra Sud	64.5 m <sup>2</sup>
Area finestra Sud-Ovest	10.5 m <sup>2</sup>
Area finestra Ovest	22.5 m <sup>2</sup>
Area finestre sul soffitto	128 m <sup>2</sup>

Con questa struttura, del tutto particolare, i risultati che si ottengono dal modello TFM sono i seguenti:

*1) Trento*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	24929.0	25940.0	24681.7	25682.6	21375.4	<b>122608.7</b>
REC+RAI [kWh]	24636.5	25343.2	23836.8	24836.4	20927.3	<b>119580.1</b>
Risparmio %	1.17	2.30	3.42	3.29	2.10	<b>2.47</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	22284.4	22965.7	22840.9	22389.0	17632.3	<b>108112.3</b>
Risparmio %	10.61	11.47	7.46	12.82	17.51	<b>11.82</b>
BP ricircolo [kWh]	22286.1	22970.6	22843.2	22394.9	17637.9	<b>108132.6</b>
Risparmio %	9.54	9.36	4.17	9.83	15.72	<b>9.57</b>
BP miscela [kWh]	22286.5	22975.2	22846.1	22402.2	17821.6	<b>108331.7</b>
Risparmio %	9.54	9.34	4.16	9.80	14.84	<b>9.41</b>
Free-cooling [kWh]	22408.7	25343.2	23836.8	24836.4	20927.3	<b>117352.3</b>
Risparmio %	9.04	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.86</b>
FC+RAD [kWh]	22408.7	25343.2	23836.8	24836.4	20927.3	<b>117352.3</b>
Risparmio %	9.04	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>1.86</b>

*2) Potenza*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	20261.7	19869.8	20647.8	21151.2	16980.7	<b>98911.1</b>
REC+RAI [kWh]	20391.6	19546.8	19970.0	20345.6	16573.8	<b>96827.8</b>
Risparmio %	-0.64	1.63	3.28	3.81	2.40	<b>2.11</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	20391.6	19546.8	19970.0	20345.6	16573.8	<b>96827.8</b>
Risparmio %	-0.64	1.63	3.28	3.81	2.40	<b>2.11</b>
BP ricircolo [kWh]	20391.6	19546.8	19970.0	20345.6	16573.8	<b>96827.8</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
BP miscela [kWh]	20391.6	19546.8	19970.0	20345.6	16573.8	<b>96827.8</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.00</b>
Free-cooling [kWh]	11713.5	12419.2	13362.5	13472.0	10461.7	<b>61428.9</b>
Risparmio %	42.56	36.46	33.09	33.78	36.88	<b>36.56</b>
FC+RAD [kWh]	11051.3	9219.9	8856.6	9564.7	8427.5	<b>47120.1</b>
Risparmio %	45.80	52.83	55.65	52.99	49.15	<b>51.34</b>

*3) Lecce*

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	24053.7	23242.4	23931.4	28861.4	25039.2	<b>125128.1</b>
REC+RAI [kWh]	23496.9	22235.0	22575.2	27556.7	24097.7	<b>119961.5</b>
Risparmio %	2.31	4.33	5.67	4.52	3.76	<b>4.13</b>

REC+RAI+RIG [kWh]	23496.9	22235.0	22575.2	25033.2	20648.5	<b>113988.9</b>
Risparmio %	2.31	4.33	5.67	13.26	17.54	<b>8.90</b>
BP ricircolo [kWh]	23496.9	22235.0	22575.2	25038.0	20652.8	<b>113997.9</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	9.14	14.30	<b>4.97</b>
BP miscela [kWh]	23496.9	22235.0	22575.2	25041.9	20655.0	<b>114004.0</b>
Risparmio %	0.00	0.00	0.00	9.13	14.29	<b>4.97</b>
Free-cooling [kWh]	14215.7	14895.0	20455.6	27556.7	24239.6	<b>101362.6</b>
Risparmio %	39.50	33.01	9.39	0.00	-0.59	<b>15.50</b>
FC+RAD [kWh]	12049.8	11593.0	20421.5	27556.7	24239.6	<b>95860.7</b>
Risparmio %	48.72	47.86	9.54	0.00	-0.59	<b>20.09</b>

#### 4) Siracusa

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Stagionale
UTA semplice [kWh]	23481.5	26469.6	28652.2	30400.6	30056.5	<b>139060.4</b>
REC+RAI [kWh]	22961.0	25626.4	27413.6	29026.1	28989.7	<b>134016.8</b>
Risparmio %	2.22	3.19	4.32	4.52	3.55	<b>3.63</b>
REC+RAI+RIG [kWh]	22961.0	23326.9	25925.5	26232.8	24413.1	<b>122859.3</b>
Risparmio %	2.22	11.87	9.52	13.71	18.78	<b>11.65</b>
BP ricircolo [kWh]	22961.0	23330.7	25930.4	26239.1	24427.6	<b>122888.8</b>
Risparmio %	0.00	8.96	5.41	9.60	15.74	<b>8.30</b>
BP miscela [kWh]	22961.0	23333.5	25938.9	26245.7	24456.6	<b>122935.7</b>
Risparmio %	0.00	8.95	5.38	9.58	15.64	<b>8.27</b>
Free-cooling [kWh]	21923.7	25626.4	27413.6	29026.1	28989.7	<b>132979.5</b>
Risparmio %	4.52	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.77</b>
FC+RAD [kWh]	21923.7	25626.4	27413.6	29026.1	28989.7	<b>132979.5</b>
Risparmio %	4.52	0.00	0.00	0.00	0.00	<b>0.77</b>

## 7.6 CONSIDERAZIONI SUI RISULTATI OTTENUTI

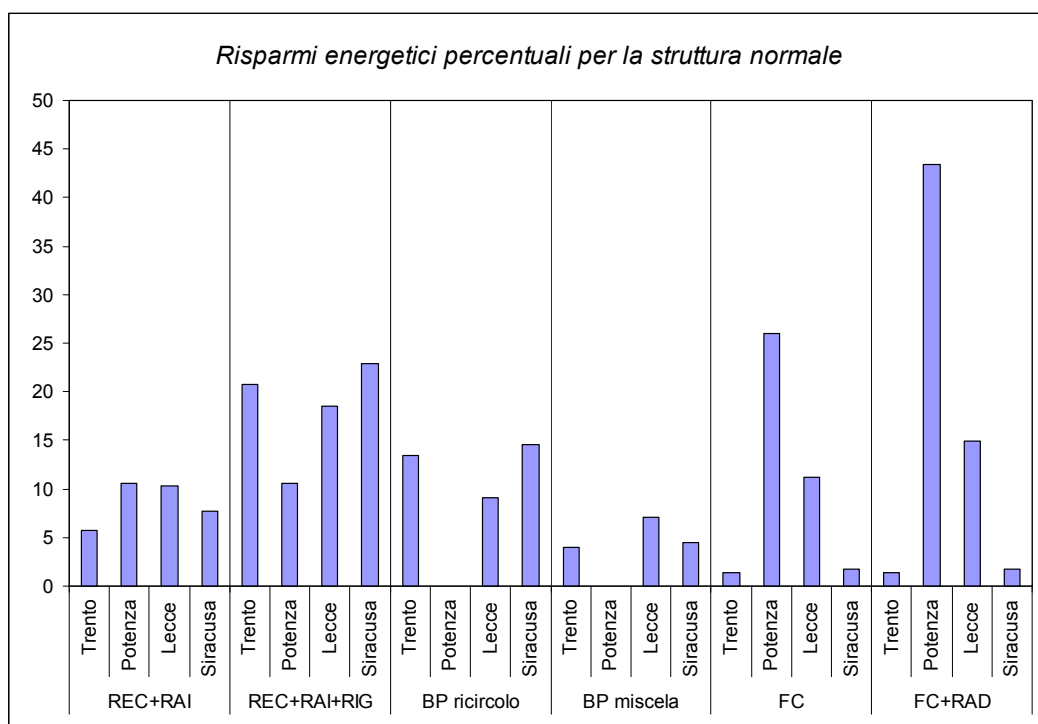
Dalle simulazioni svolte si possono trarre numerose conclusioni sull'efficacia delle tecniche considerate.

Prima di tutto, però, è necessario precisare che, con le specifiche di progetto utilizzate, la tipologia di struttura edilizia assume un ruolo di bassa rilevanza, tra le variabili responsabili dei vantaggi derivanti dall'una o dall'altra soluzione. Infatti, gli importanti carichi interni imposti, quali illuminazione, computer e persone presenti spesso nel locale, tipici di un ambiente di quel tipo, sovrastano in larga misura i

carichi per trasmissione e radiazione attraverso l'involucro; ne consegue che, pur essendo questi ultimi molto diversi di caso in caso, la loro influenza sul carico termico complessivo risulta davvero minima.

Solo una tipologia di struttura edilizia fa eccezione a quanto appena detto, quella composta da un'alta percentuale di superfici vetrate. Questa situazione evidenzia ancora una volta l'importanza della radiazione solare nel condizionamento estivo degli ambienti.

Ora può essere interessante andare a vedere come le singole soluzioni impiantistiche considerate influiscano sul risparmio energetico in funzione della località a cui appartiene l'edificio. Per avere una migliore visione d'insieme della situazione si riportano i grafici riassuntivi dei risparmi percentuali stagionali nei vari casi per le singole strutture considerate.



Da questo primo diagramma si può constatare che la prima soluzione adottata, quella di recupero termico sull'aria di espulsione con raffreddamento adiabatico indiretto mediante umidificatore ad acqua (*REC+RAI*), garantisce modesti risparmi in tutte e quattro le città



considerate, i quali vengono incrementati notevolmente con l'aggiunta dello scambiatore a batterie accoppiate a cavallo della batteria fredda ( $REC+RAI+RIG$ ); soltanto la città di Potenza non presenta differenze tra le due soluzioni: il motivo è dato dal fatto che il recupero rigenerativo è applicabile soltanto quando sia richiesto un post-riscaldamento dell'aria da trattare, e in questo caso (clima fresco e asciutto) l'UTA si trova a lavorare praticamente sempre con la sola batteria fredda inserita, annullando i vantaggi di questa tecnica, solitamente molto conveniente.

Per lo stesso motivo anche le soluzioni di by-pass non sono applicabili in una località come Potenza, ma danno buoni risultati per le altre città, soprattutto il by-pass parziale dell'aria di ricircolo.

Vantaggi decisamente più altalenanti invece sono quelli forniti dalle soluzioni di free-cooling diretto, le quali risultano davvero sorprendenti per quelle località che presentano un clima asciutto (Potenza e Lecce); è proprio l'umidità dell'aria esterna, infatti, il parametro che influenza maggiormente l'applicazione del free-cooling, sebbene pure la temperatura abbia la sua importanza.

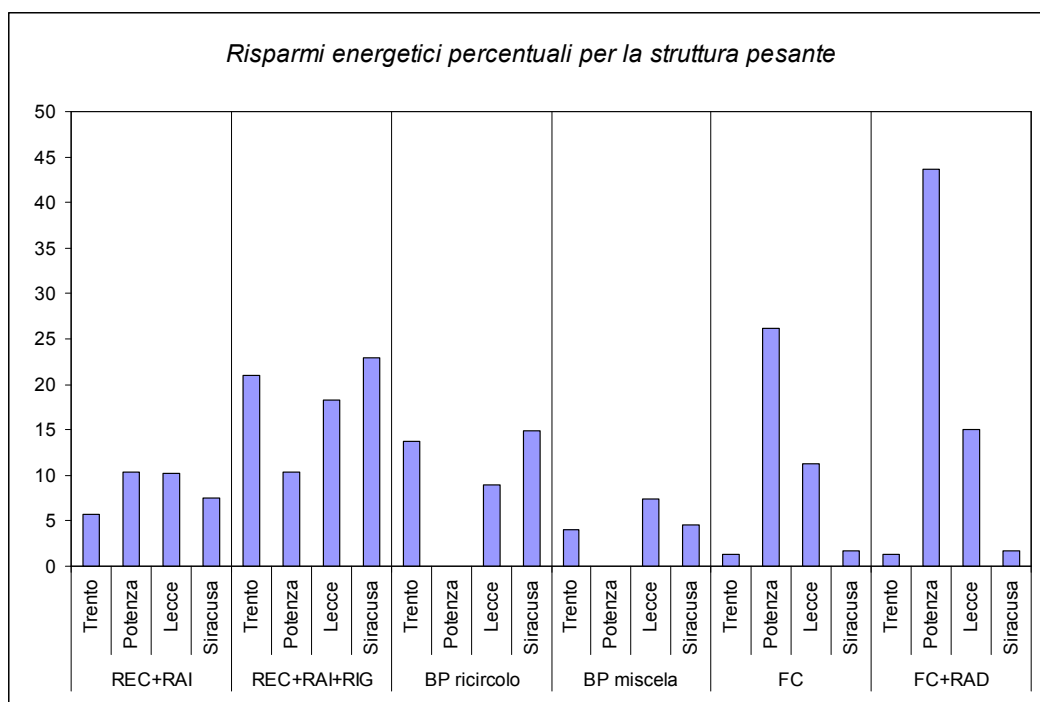
Non bisogna tuttavia farsi trarre in inganno dai dati riportati sul grafico: essi rappresentano i risparmi medi stagionali, quindi spalmati sui cinque mesi che compongono la stagione estiva. Il clima della città di Lecce, per esempio, pur essendo mediamente asciutto, presenta valori della pressione parziale di vapore piuttosto alti negli ultimi due mesi della stagione estiva, compensati da bassi valori nei primi tre mesi; questo fa sì che i vantaggi ottenibili col free-cooling si annullino per quasi metà stagione, riducendo il valore medio del risparmio energetico percentuale. Se però si guarda un mese come quello di giugno per questa città, il free-cooling risulta addirittura più conveniente del caso di Potenza, la quale presenta una temperatura esterna mediamente più bassa.

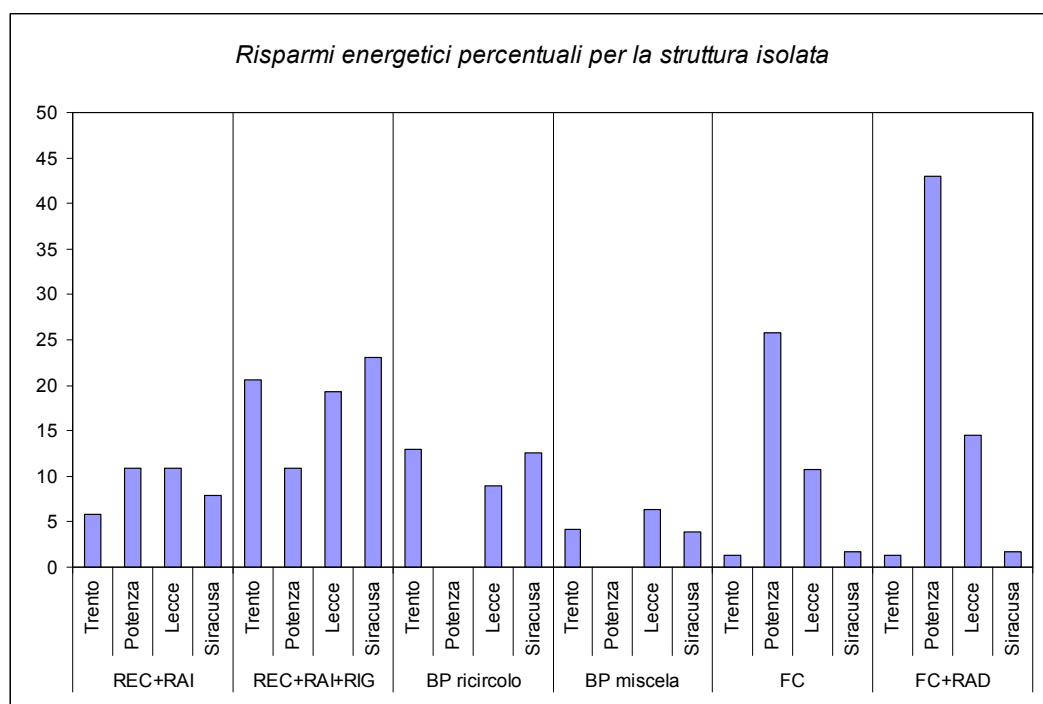
Anche per le città tendenzialmente umide i bassi valori del risparmio percentuale crescono se si prende in considerazione l'unico mese in cui il free-cooling è applicabile, e cioè maggio. Nonostante ciò, per queste situazioni la complicazione impiantistica, soprattutto in termini di controllo e regolazione, non è ripagata dai benefici ricavabili.

Altra considerazione riguarda l'opzione di raffreddamento adiabatico diretto associato al free-cooling: anche qui, come del resto è abbastanza facile intuire, più il clima si presenta secco, maggiori sono i vantaggi che ne derivano, arrivando quasi a raddoppiare il risparmio percentuale per una città come Potenza. Quindi, quando il free-cooling da solo offre buoni vantaggi, è quasi sempre conveniente affiancargli l'azione dell'umidificatore ad acqua per ampliare la zona di applicabilità della tecnica. La complicazione per questa opzione risiede, come già spiegato al paragrafo 5.4.5, nella regolazione dell'umidificatore, che necessita di un preciso controllo di temperatura e umidità dell'aria così trattata.

Per le località umide invece gli esigui vantaggi che si possono ricavare dal free-cooling non vengono minimamente incrementati dall'aggiunta del raffreddamento adiabatico diretto.

Per quanto riguarda la seconda e la terza tipologia di struttura prese in considerazione, come è stato anticipato prima, le differenze sono minime, a causa delle condizioni di progetto mantenute costanti. Vengono comunque riportati i grafici relativi ai risparmi stagionali relativi a queste due situazioni.



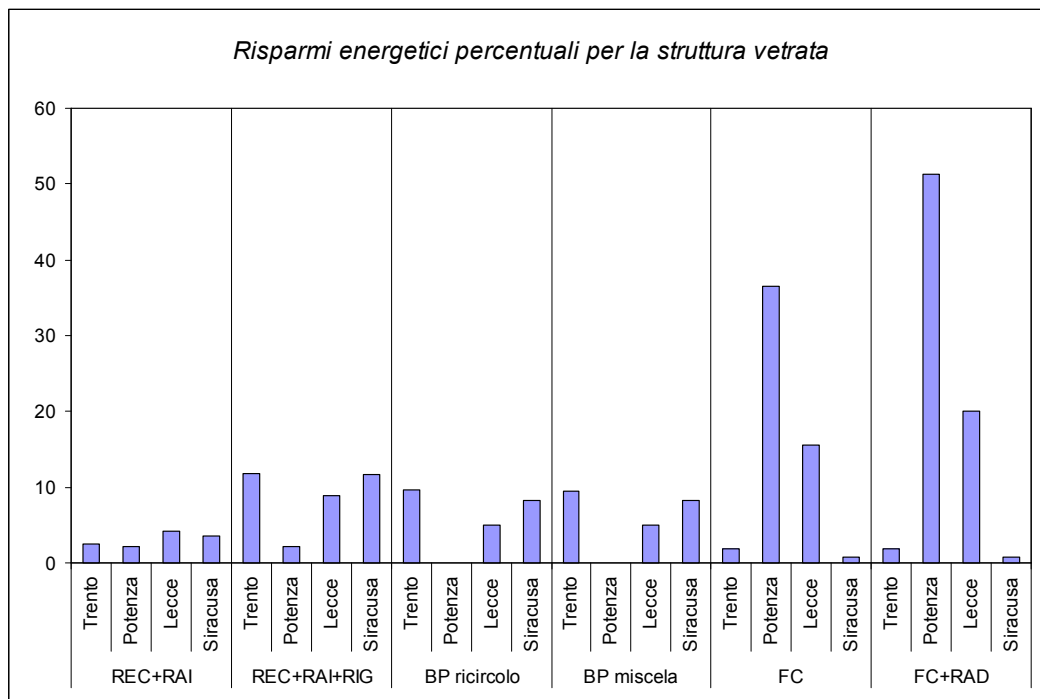


Come si può notare gli andamenti ricavati sono del tutto analoghi, e non richiedono ulteriori considerazioni.

Diversa è invece la situazione per la struttura che si compone per la maggior parte di superfici disperdenti vetrate: in questo caso, l'influenza della radiazione solare prevale su quella dei carichi interni imposti, causando un incremento netto dei consumi energetici. Oltre a questo, dal grafico riportato sotto, si evince che anche i vantaggi derivanti dalle varie tecniche si riducono, ad eccezione del free-cooling, il quale, abbinato al *RAD*, per la città di Potenza, offre un risparmio stagionale superiore al 50%! Questo miglioramento è dovuto al fatto che il carico per radiazione indotto da questa struttura è tutto sensibile, e quindi più facile da neutralizzare con le soluzioni di free-cooling (soprattutto *FC+RAD*). Infatti se si riduce l'inclinazione della retta di esercizio (aumento del carico sensibile rispetto al latente), a parità di altre condizioni, si impliano le aree di free-cooling totale e parziale.

Tuttavia, nonostante questo incremento del risparmio percentuale, i consumi restano comunque ampiamente superiori a quelli ottenuti per le altre strutture, e questo ci porta a concludere che un'alta percentuale di

superfici vetrate a comporre l'involucro di un edificio, dal punto di vista energetico, non porti alcun vantaggio durante la stagione estiva.



Com'è già stato precisato nel paragrafo 5.5.4, per non indurre il lettore a considerazioni erranee sui risultati ottenuti, si ricorda ancora una volta che in tutte le tabelle e i grafici mostrati finora i risparmi percentuali stagionali relativi alle soluzioni *REC+RAI* e *REC+RAI+RIG* sono riferiti ai consumi che si avrebbero se al loro posto venisse installata un'UTA semplice, mentre tutte le altre soluzioni fanno riferimento, nella determinazione dei risparmi, alla configurazione *REC+RAI*. Questa differenza è dovuta al fatto che sia per il by-pass che per il free-cooling, nel modello TFM si parte sempre dall'UTA con possibilità di recupero, in quanto le due soluzioni si sposano sempre molto bene insieme.

Per tale motivo si è ritenuto più corretto mostrare i vantaggi garantiti dalle due tecniche in riferimento a quella che è la macchina di partenza. Se poi si vuole vedere come si comporta una macchina di questo tipo nei confronti della più semplice delle UTA, il modello è in grado di fornire anche questa informazione, sebbene qui non sia stata riportata. In questo caso, naturalmente, i risparmi percentuali aumenterebbero ancora.

# CONCLUSIONI

Giunti al termine di questo lavoro è ora necessario stilare le ultime conclusioni. Fin dall'inizio, l'obiettivo principale è stato quello di mettere a disposizione uno strumento di simulazione che fosse in grado, partendo dai dati di progetto di un sistema edificio-impianto, di determinare i consumi energetici per la climatizzazione estiva di un locale. Non solo, una volta calcolato il fabbisogno di energia primaria per la stagione estiva relativo alla configurazione più semplice dell'impianto di condizionamento, il modello è in grado di valutare anche altre tipologie di impianto, via via più complesse ed in certi casi più efficienti, al fine di ottenere un confronto tra i risparmi conseguibili adottando le diverse tecnologie considerate. Tra queste, la soluzione di maggior interesse è senza dubbio il free-cooling diretto, che, come si può intuire dal nome, è in grado, in certe situazioni, di garantire ottimi risparmi in maniera praticamente gratuita.

La stesura del modello, come ampiamente illustrato in questa tesi, si sviluppa su un lungo percorso, caratterizzato man mano da diversi problemi che si sono dovuti affrontare; possiamo trarre le nostre conclusioni sul lavoro svolto analizzando separatamente i singoli punti.

## ➤ Dati di ingresso

È stato il primo degli ostacoli che ci si sono parati di fronte e ci ha accompagnato fino alla fine del lavoro, dimostrandosi alla fine uno dei maggiori punti deboli del modello. Infatti, trattandosi per la maggior

parte di dati climatici, spesso a cadenza oraria e dipendenti da numerose variabili, reperirli tutti quanti non è stato affatto semplice.

Inoltre, una volta raccolti tutti dalle norme UNI o da specifici manuali tecnici del settore, non bisogna dimenticare che si tratta pur sempre di dati statistici previsti per una giornata tipo nella generica posizione geografica. Quello che accade poi realmente all'esterno dell'edificio in esame non sempre risponde ai trend identificati dalla letteratura scientifica.

Per esempio, nella valutazione del free-cooling, la cui applicabilità è strettamente legata alle condizioni climatiche esterne, l'utilizzo di dati sperimentali probabilmente porterebbe a risultati diversi da quelli ottenuti dal modello, e sicuramente la situazione reale differirebbe a sua volta da entrambe le simulazioni. Per questa situazione in particolare il dato che più influisce sulle prestazioni, come abbiamo visto, è l'umidità dell'aria, la quale tra l'altro viene inverosimilmente presa sempre costante di mese in mese (vedi paragrafo 2.3). Se quindi questa informazione non soddisfa la condizione di applicabilità del free-cooling, il modello giudica la tecnica inefficace per tutto il mese considerato, situazione abbastanza impensabile nella realtà.

Ma questo, d'altra parte, è un problema che accomuna tutti i modelli di simulazione esistenti, specialmente laddove siano richiesti dati imprevedibili come quelli climatici. Non ci resta quindi che esserne consapevoli e metterci il cuore in pace.

➤ *Masse efficaci*

Per la determinazione di questi parametri ci si è dovuto impegnare non poco. Un po' perché il metodo implementato risulta già di suo piuttosto complesso, ma soprattutto a causa del fatto che, molto spesso, gli autori dell'articolo scientifico [5] si sono mantenuti piuttosto vaghi su certi concetti e procedimenti utilizzati. Il risultato ottenuto risulta tuttavia molto soddisfacente e si potrebbe rivelare utile anche al di fuori del modello TFM.

Per quanto riguarda invece i valori di massa efficace tabulati nell'articolo [23], essi sono stati verificati, come descritto nel capitolo 6, e giudicati abbastanza affidabili per strutture standard (nonostante

qualche scostamento nella massa efficace secondaria, attenuabile come indicato alla fine del paragrafo 6.2). Tuttavia, i pochi parametri utilizzati dagli autori per la determinazione delle masse efficaci semplificate individuano, a mio avviso, degli insiemi troppo grandi di strutture, soprattutto al giorno d'oggi, in cui tipologie costruttive innovative e materiali all'avanguardia offrono una sempre più vasta possibilità di scelta. Diciamo che come soluzione rapida, per strutture non troppo particolari, ci si può anche servire delle tabelle riportate sull'articolo, ma se si hanno a disposizione strumenti più precisi (come anche il modello TFM, nonostante anch'esso porti in conto numerose approssimazioni) è decisamente preferibile avvalersene.

➤ Carichi termici

La determinazione dei profili giornalieri del carico termico associati al locale è stata una tappa intermedia fondamentale nel modello. Già solo arrivare a questo punto può essere considerato un ottimo risultato, e le verifiche effettuate al riguardo hanno dimostrato una buona affidabilità dello strumento in questa sua funzionalità. Il conseguimento di questo obiettivo chiude la prima parte dello sviluppo del modello TFM, quella relativa all'edificio in esame.

➤ Impianto di climatizzazione

Purtroppo, per questa seconda parte, è stato necessario imporre subito una restrizione sul tipo di impianto da installare, limitando fortemente la versatilità del modello. D'altra parte, lasciare libera scelta anche su questo punto avrebbe causato una complicazione assurda della cartella di lavoro, rendendola di difficile utilizzo a chiunque non ne conoscesse a fondo la struttura. La scelta fatta è stata ampiamente motivata nei primi paragrafi del capitolo 5.

Per quanto riguarda le soluzioni impiantistiche considerate per il risparmio energetico, si è cercato di offrire una gamma abbastanza ampia, nonostante ovviamente ne esistano molte altre, anche molto più complesse di quelle presentate. Oltre al free-cooling, fin dal principio al centro del nostro interesse, come dimostra anche il titolo della tesi, particolare sorpresa ci è stata riservata dalla soluzione di recupero termico rigenerativo sull'aria trattata mediante scambiatore a batterie

accoppiate; comportando, infatti, un costo aggiuntivo ed una complicazione d'impianto estremamente limitati, questa tecnica è spesso in grado di offrire risparmi energetici di notevole entità, e quindi da tenere bene in considerazione in quasi tutti i sistemi di condizionamento. Per quanto riguarda le altre tecniche di risparmio, la conclusione generale alla quale si può giungere è che non ne esiste a priori una migliore delle altre, ciascuna si adatta meglio a particolari situazioni di esercizio, offrendo, in quei casi, i risultati migliori. Per esempio, come abbiamo visto nel capitolo 7, per località tendenzialmente asciutte la soluzione di free-cooling diretto è decisamente una spanna sopra le altre, arrivando a garantire, con l'opzione di raffreddamento adiabatico diretto, risparmi di oltre il 50% per locali caratterizzati da rette di carico non molto inclinate. D'altra parte, nel caso di località umide, questa tecnica si rivela del tutto inefficace e al suo posto sono da preferire le soluzioni di recupero rigenerativo oppure di by-pass parziale dell'aria di ricircolo. Purtroppo il by-pass parziale dell'aria di miscela, tra i casi analizzati, non si è mai distinto per i suoi alti risparmi conseguibili. C'è da dire che una simile tecnica, considerando il principio su cui si basa, dovrebbe presentare un'efficacia ed un range di applicabilità dipendente dalle condizioni interne di progetto imposte (temperatura, grado igrometrico, ma soprattutto ventilazione), parametri che nelle nostre simulazioni sono sempre stati mantenuti costanti.

➤ Casi analizzati

Le simulazioni svolte nel capitolo 7 non hanno soddisfatto appieno le nostre aspettative, a causa di una scelta non ideale del locale da studiare. Quello che si cercava, infatti, era una dipendenza dell'efficacia delle soluzioni presentate, dalle condizioni climatiche esterne (località di appartenenza) e dai parametri termo-fisici caratteristici dell'involucro (tipologia di struttura edilizia utilizzata). Sebbene la prima dipendenza sia stata ampiamente riscontrata, permettendoci di trarre precise conclusioni al riguardo, la seconda invece non la si è potuta individuare nelle simulazioni affrontate (se non per l'ultima struttura analizzata, situazione del tutto particolare); la causa, come già detto al paragrafo 7.6, risiede principalmente nell'imposizione di condizioni interne, legate



al comportamento dell'utenza, che praticamente annullano l'influenza delle diverse strutture nella determinazione del carico termico.

Tuttavia si ricorda che lo sforzo maggiore è stato incentrato sulla creazione del modello, e i casi presentati rappresentano soltanto un esempio di applicazione; molte altre sono le possibilità di utilizzo di questo strumento dalle elevate potenzialità.

➤ Limiti del modello TFM e possibili sviluppi futuri

Oltre a quanto già detto relativamente ai dati di input, alle masse efficaci ed alla limitazione imposta sulla scelta dell'impianto di climatizzazione, un altro piccolo difetto che si è riscontrato riguarda le situazioni di funzionamento eccezionali dell'UTA; quando infatti la macchina si trova a lavorare in particolari condizioni per cui è impossibile, oppure energeticamente sconveniente, far assumere all'aria le condizioni interne di progetto (vedi paragrafo 5.3.1), la si fa operare in modo parziale, in cui soltanto la batteria fredda è in funzione, neutralizzando il solo carico sensibile, oppure, in casi estremi, disattivando pure questa e immettendo l'aria nelle condizioni esterne. Questa sarebbe a tutti gli effetti la logica di funzionamento del free-cooling, ma quando si è costretti ad avvalersene anche per la macchina nella sua configurazione più semplice, vengono automaticamente annullati tutti i confronti con impianti più evoluti, al fine di non individuare, come spesso si era osservato, risparmi energetici di segno negativo nell'uso di queste tecniche.

Queste particolari situazioni si verificano soprattutto nelle ore più fresche della giornata (notte inoltrata e prime ore del mattino); per tale motivo una possibile miglioria al modello potrebbe essere quella di prevedere, per questi periodi, lo spegnimento dell'impianto di climatizzazione, individuando non più un modello continuo a 24 ore di funzionamento, ma soltanto a 12 o 16 ore. Questa soluzione tra l'altro coincide con ciò che spesso accade nella realtà, in quanto la maggior parte dei locali viene occupata dalle persone nelle ore diurne, le quali risultano appunto quelle con maggior carico termico in estate; durante la notte, quindi, non si ha interesse a mantenere rigorose condizioni di

comfort all'interno dei locali, per cui generalmente l'impianto di condizionamento viene spento.

Attenzione però che una modifica del genere al modello TFM non risulterebbe affatto immediata, in quanto quest'ultimo si basa sul metodo delle funzioni di trasferimento, che, come abbiamo detto, funziona sotto l'ipotesi che la temperatura interna si mantenga costante ad ogni ora della giornata. Se l'azione dell'impianto venisse a mancare per le ore più fresche, la temperatura interna subirebbe sicuramente delle variazioni, andando incontro al fallimento del metodo per la determinazione dei carichi termici.

Per voler quindi considerare un regime di funzionamento diverso da quello continuo, occorrerebbe cambiare il metodo di calcolo implementato, modificando radicalmente la struttura di base del modello; in questo modo non si potrebbe nemmeno più identificare il modello con l'acronimo TFM, che, ricordiamo, sta per *Transfer Function Method*.

Infine, un ultimo perfezionamento al modello potrebbe certamente essere effettuato sulla determinazione dell'energia primaria richiesta dal gruppo frigorifero: l'utilizzo del *SEER* come fattore di conversione da energia elettrica ad energia frigorifera, infatti, risulta estremamente approssimativo, e adatto soltanto a valutazioni di massima sui fabbisogni energetici (come specificato anche sulla norma che lo definisce, la *UNI TS 11300-3*). Un procedimento più dettagliato, tuttavia, richiederebbe uno studio molto approfondito dei gruppi frigoriferi a compressione, argomento che esula dalle tematiche affrontate. Non si esclude comunque la possibilità di effettuare in futuro questo miglioramento al modello.

Dopo questa serie di considerazioni tecniche, il giudizio complessivo sul lavoro svolto si può considerare decisamente positivo! Si è infatti riusciti a costruire uno strumento relativamente affidabile, dalle elevate potenzialità, sebbene i difetti non manchino e molti miglioramenti siano ancora auspicabili.

La speranza è che questo lavoro si possa rivelare in qualche modo utile a personale del settore della termotecnica, ma anche in ambito di ricerca in questa affascinante disciplina scientifica.

Personalmente, prima di lanciarmi in questa attività, avevo un'immagine un po' più semplicistica di tale materia, la quale poi si è rivelata spesso e volentieri più complessa di quanto mi potessi aspettare.

Senza considerare poi il fatto che, con la creazione del mio modello, mi sono sempre mantenuto comunque a livelli abbastanza elementari della disciplina, senza mai addentrarmi troppo nello specifico, pur spaziando tra numerose tematiche. Affinare la mia conoscenza della termotecnica rientra sicuramente tra gli obiettivi principali del mio futuro prossimo da ingegnere.



# BIBLIOGRAFIA

- [1] ENEA, “*Rapporto energia e ambiente 2006 – I dati*”. Roma, 2007.
- [2] M. Martelli, *Tesi di laurea in ingegneria energetica “La certificazione energetica negli interventi di riqualificazione degli edifici esistenti”*. Bologna, 2007.
- [3] D. Cavallo, *Tesi di laurea in ingegneria civile “Analisi delle prestazioni energetiche in regime estivo di un impianto di climatizzazione ad uso terziario”*. Bologna, 2009.
- [4] G. L. Morini, *Dispense del corso di Termotecnica e impianti termotecnici LS*. Bologna, 2009.
- [5] P. Brunello, S. Del Giudice, “*Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: la massa efficace delle strutture*”. Condizionamento dell’aria, riscaldamento, refrigerazione. Novembre 1984.
- [6] F. Ceravolo, B. Di Pietra, F. Margotta, G. Puglisi, “*ODESSE: Simulazione dinamica del sistema edificio-impianti per la climatizzazione estiva*”. ENEA, 2010.
- [7] S. Del Giudice, P. Brunello, “*Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: metodo di calcolo del carico termico*”. Condizionamento dell’aria, riscaldamento, refrigerazione. Dicembre 1984.

- [8] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI 10349 “Riscaldamento e raffrescamento degli edifici – Dati climatici”*. CTI Milano, 1994.
- [9] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI TS 11300 - Parte 4 “Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”*. CTI Milano, 2009.
- [10] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI 10375 “Metodo di calcolo della temperatura interna estiva degli ambienti”*. CTI Milano, 2009.
- [11] [www.eere.energy.gov](http://www.eere.energy.gov) Sito ufficiale dell’U.S. Department of Energy.
- [12] Carrier Air Conditioning Company, *“System design manual”*. New York, 1972.
- [13] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI EN ISO 7730 “Ambienti termici moderati. Determinazione degli indici PMV e PPD e specifica delle condizioni di benessere termico”*. CTI Milano, 2006.
- [14] G. Alfano, M. Filippi, E. Sacchi, *“Impianti di climatizzazione per l’edilizia – Dal progetto al collaudo”*. Masson, 1997.
- [15] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI EN ISO 10339 “Impianti aeraulici ai fini di benessere – Generalità, classificazione e requisiti”*. CTI Milano, 1995.
- [16] A. Briganti, *“Il condizionamento dell’aria – VII edizione”*. Tecniche Nuove, 2006.
- [17] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI 10351 “Materiali da costruzione, conduttività termica e permeabilità al vapore”*. CTI Milano, 1994.
- [18] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI 10355 “Murature e solai, valori della resistenza termica e metodo di calcolo”*. CTI Milano, 1994.

- [19] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI EN ISO 6946 “Componenti ed elementi per edilizia, resistenza termica e trasmittanza termica - Metodo di calcolo”*. CTI Milano, 2008.
- [20] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI EN ISO 13370 “Prestazione termica degli edifici, trasferimento di calore attraverso il terreno - Metodi di calcolo”*. CTI Milano, 2008.
- [21] M. Vio, *“Impianti di climatizzazione – Manuale di calcolo”*. Editoriale Delfino, 2008.
- [22] Comitato Termotecnico Italiano, *UNI TS 11300 - Parte 3 “Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva”*. CTI Milano, 2009.
- [23] P. Brunello, A. Zanello, *“La massa efficace delle strutture edilizie in regime termico variabile”*. La Termotecnica. Giugno 1988.

# RINGRAZIAMENTI

Giunto al termine di questo lungo percorso, desidero esprimere la mia più profonda gratitudine verso tutte le persone che mi hanno aiutato a realizzare tutto ciò.

In primo luogo al Professor Gian Luca Morini, che, con la sua costante disponibilità e professionalità, mi ha dato l'opportunità di raggiungere questo importante traguardo.

Un sentito ringraziamento va anche all'Ingegnere Cosimo Marinosci, per il sostegno fornito durante il periodo trascorso ai laboratori del DIENCA, nonché per avermi spesso aiutato nel reperimento dei dati necessari per il mio lavoro.

Uno speciale GRAZIE lo dedico poi a tutti coloro che, pur al di fuori dell'ambiente universitario, mi sono stati vicini durante questa mia lunga esperienza, sostenendomi e motivandomi sempre, anche di fronte ad evidenti momenti di difficoltà.

In particolare alla mia famiglia, che non ha mai smesso di credere in me, ma anche a tutti i miei amici, che mi hanno sempre saputo offrire preziosi momenti di svago ogni qualvolta ne avessi avuto bisogno.

Infine ringrazio anche le persone che saranno presenti il giorno della mia laurea e chiunque dovesse mai leggere questa tesi.

*Matteo Martelli*