



Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 2191A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Placido Daniele

**MATERIA: Appunti di Energia dell'Edificio - Prof. Tronville -
Capozzoli**

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

APPUNTI DI ENERGETICA DELL'EDIFICIO A.A. 2016/2017

INDICE

PREMESSA.....	pag5
PRIMA PARTE: DELL'EDIFICIO E CLIMATIZZAZIONE.....	pag6
1-Richiami e complementi di psicrometria.....	pag6
<u>1.1 Grandezze psicrometriche.....</u>	<u>pag6</u>
<u>1.2 Diagrammi psicrometrici.....</u>	<u>pag7</u>
<u>1.3 Trasformazioni elementari dell'aria umida.....</u>	<u>pag9</u>
<u>1.3.1 Miscelazione.....</u>	<u>pag9</u>
<u>1.3.2 Riscaldamento e raffreddamento sensibile.....</u>	<u>pag10</u>
<u>1.3.3 Raffreddamento con deumidificazione di una portata d'aria umida.....</u>	<u>pag11</u>
<u>1.3.4 Umidificazione di una portata di aria umida.....</u>	<u>pag13</u>
<u>1.3.5 Deumidificazione con sostanze adsorbenti.....</u>	<u>pag15</u>
2-Comfort termo-igrometrico.....	pag17
<u>2.1 Concetto di benessere.....</u>	<u>pag17</u>
<u>2.1.1 Benessere termico.....</u>	<u>pag17</u>
<u>2.1.2 Predicted Mean Vote.....</u>	<u>pag20</u>
3-Impianti di climatizzazione.....	pag23
<u>3.1 Impianti a tutt'aria.....</u>	<u>pag 23</u>
<u>3.1.1 Impianto a tutt'aria mono condotto.....</u>	<u>pag27</u>
<u>3.1.2 Impianto a tutt'aria con due condotti.....</u>	<u>pag28</u>
<u>3.1.3 Varianti impianto a tutt'aria.....</u>	<u>pag29</u>
<u>3.2 Impianti ad acqua.....</u>	<u>pag30</u>
<u>3.3 Impianti misti ad aria e acqua.....</u>	<u>pag30</u>
<u>3.4 Impianti ad espansione diretta.....</u>	<u>pag30</u>
4-Impianto UTA aula 1 Politecnico di Torino.....	pag31
<u>4.1 Descrizione impianto.....</u>	<u>pag31</u>
<u>4.2 Strumenti di misura.....</u>	<u>pag32</u>

<u>9.2 Macchine frigorifere e pompe di calore ad assorbimento</u>	pag53
SECONDA PARTE: TERMO-FISICA DELL'EDIFICIO	pag57
1-Involucro opaco	pag57
<u>1.1 Generalità</u>	pag57
<u>1.2 Proprietà statiche</u>	pag59
<u>1.2.1 Trasmittanza termica</u>	pag59
<u>1.2.2 Ponti termici</u>	pag61
<u>1.2.3 Temperatura sole-aria</u>	pag62
<u>1.2.4 Scambio termico con diversi ambienti</u>	pag63
<u>1.3 Materiali involucro opaco</u>	pag64
<u>1.3.1 Isolanti termici</u>	pag64
<u>1.3.2 Impermeabilizzante</u>	pag66
<u>1.3.3 Calcestruzzo</u>	pag66
<u>1.3.4 Laterizi</u>	pag66
<u>1.4 Involucro opaco esterno</u>	pag66
<u>1.4.1 Isolamento dall'interno</u>	pag66
<u>1.4.2 Isolamento in intercapedine</u>	pag67
<u>1.4.3 Isolamento ripartito</u>	pag67
<u>1.4.4 Isolamento esterno a cappotto</u>	pag67
<u>1.4.5 I termo-intonaci</u>	pag67
<u>1.4.6 Parete ventilata</u>	pag67
<u>1.4.7 Involucro di copertura piana o inclinata</u>	pag67
<u>1.4.8 Solai</u>	pag68
<u>1.5 Analisi dinamica dell'involucro opaco</u>	pag68
<u>1.5.1 Analisi esperimento</u>	pag71
2-Involucro trasparente	pag73
<u>2.1 Trasmittanza termica della finestra</u>	pag73
<u>2.1.1 Trasmittanza termica della finestra in caso di chiusura oscurante</u>	pag74
<u>2.2 Trasmittanza termica solare</u>	pag75
<u>2.2.1 Fattore di ombreggiamento</u>	pag76
<u>2.2.2 Fattori di riduzione del coefficiente di trasmissione solare totale</u>	pag76
<u>2.2.3 Bilancio sull'involucro trasparente</u>	pag77
<u>2.2.4 Requisiti minimi e parametri per le verifiche di legge</u>	pag78

PREMESSA

Questo opuscolo per la prima parte è stato ottenuto dalla riorganizzazione degli slide del professor Tronville integrate con elementi recuperati da altre fonti, tra cui il paragrafo 7.4.3 del libro di Giaretto per quanto riguarda la psicrometria. Una buona metà deriva dalla trascrizione delle registrazioni delle lezioni tenute nell'anno accademico 2016/2017 dal professor Tronville. Per quanto concerne la seconda parte, essa è la trascrizione delle lezioni tenute dal professor Capozzoli nello stesso anno accademico. Si consiglia lo studio di quest'opera con il supporto degli slide fornite dai docenti, soprattutto per la parte di termo-fisica dell'edificio.

Con la speranza di aver fatto un buon lavoro, si augura buono studio.

Placido Daniele, Ingegneria Energetica.

Per il calcolo dell'entalpia, si deve tener conto del fatto che essa è una grandezza intensiva e che è data dalla somma dell'entalpia dell'aria secca e dell'entalpia del vapore surriscaldato.

$$H_{aria\ umida} = m_a * h_a + m_v * h_v \quad (eq1.4)$$

Dove con m_a , m_v si sono indicate le masse di aria secca e di vapore rispettivamente; h_a , h_v indicano l'entalpia specifica dell'aria secca e del vapore.

Poiché ci si riferisce alla massa di aria secca per il calcolo delle grandezze specifiche, in quanto essa non varia mentre la massa di vapore è in continua variazione, dividendo membro a membro per la massa di aria secca e ricordando la definizione del grado igrometrico si ottiene:

$$h_{aria\ umida} = h_a + x * h_v \quad (eq1.5)$$

Per il calcolo delle entalpie specifiche si ricorda che

$$h_a = c_{p,a} * (T - 0) = c_{p,a} * T \quad (eq1.6)$$

$$h_v = r_0 + c_{v,a} * (T - 0) = r_0 + c_{p,v} * T \quad (eq1.7)$$

E quindi in definitiva

$$h_{aria\ umida} = c_{p,a} * T + x * (r_0 + c_{p,v} * T) \quad (eq1.8)$$

$$c_{p,a} = 1,0 \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$$

$$c_{p,v} = 1,9 \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$$

$$r_0 = 2500 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Alla luce di questi dati, esprimendo la temperatura in gradi centigradi si ottiene

$$h_{aria\ umida} = 2500 * x + T * (1 + 1,9 * x) \quad (eq1.9)$$

Risolvendo l'eq1.3 rispetto all'umidità relativa si ha

$$\varphi = \frac{p_t * x}{p_{vs} * (0,622 + x)} \quad (eq1.10)$$

Dalla quale si vede che l'umidità relativa è direttamente proporzionale alla pressione barometrica.

1.2 Diagrammi psicrometrici

L'aria umida è un fluido termodinamico tri-variante, ovvero sono necessarie tre variabili per determinarne lo stato (la terza variabile può essere ad esempio la quantità di vapore presente nell'unità di massa di aria). Tuttavia, se si fissa la pressione totale della miscela rimangono da precisare due sole variabili di stato e si

Importante è la curva con $\varphi = 100\%$, detta **curva di saturazione**. Al di sopra della curva l'aria è insatura e vapore in essa è surriscaldato; nei punti che giacciono sulla curva il vapore è saturo secco e l'aria viene detta satura di vapore d'acqua.

A pari titolo, al crescere della temperatura, aumenta conseguentemente anche la pressione di saturazione del vapore e diminuisce l'umidità relativa.

Le isoterme sono rette di equazione

$$h_{aria\ umida} = 2500 * x + T * (1 + 1,9 * x)$$

Se si sceglie l'asse su cui $h = 0$, con una inclinazione di 2500, si ottiene

$$h_{aria\ umida} = T * (1 + 1,9 * x)$$

da cui risulta che l'intercetta sull'asse delle entalpie (ordinate) è proprio la temperatura T . Sono rette inclinate convergenti in un punto privo di significato fisico che ha coordinate $h_{aria\ umida} = 0; x = -0,526$

Quando la temperatura è maggiore della temperatura critica ($T > T_{cr} = 0^\circ C$) e il titolo è maggiore del titolo saturazione ($x > x_{vs}$) si è a destra della curva di saturazione in una regione denominata **regione delle nebbie**.

1.3 Trasformazioni elementari dell'aria umida

Nel seguito si analizzano le principali trasformazioni elementari che può subire l'aria umida. Esse sono:

- Miscelazione
- Riscaldamento
- Raffreddamento senza condensazione
- Umidificazione
- Deumidificazione

1.3.1 Miscelazione

Vengono mescolate due correnti d'aria umida a temperatura e umidità relative differenti. Si indicano col pedice 1 e 2 le grandezze riferite alle correnti di miscelazione e col pedice 3 le grandezze post miscelamento. Considerando il processo complessivamente adiabatico, le equazioni del bilancio di massa e di energia sono

$$\dot{m}_1 * x_1 + \dot{m}_2 * x_2 = \dot{m}_3 * x_3 \quad (eq1.11)$$

$$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_3 * h_3 \quad (eq1.12)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (eq1.13)$$

Da cui

$$x_3 = \frac{\dot{m}_1 * x_1 + \dot{m}_2 * x_2}{\dot{m}_3} = \frac{\dot{m}_1 * x_1 + \dot{m}_2 * x_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (eq1.14)$$

Nel caso del raffreddamento, si può procedere in con un ragionamento analogo ma solo nel caso in cui il titolo non venga modificato. Infatti, come si vedrà a breve (§1.3.3) la deumidificazione è una forma diversa di raffreddamento in cui si modifica anche l'umidità specifica.

Pertanto, la precisazione **raffreddamento sensibile** indica una trasformazione che consiste in una riduzione della temperatura dell'aria umida, operata in modo tale da mantenere un titolo costante. Ovviamente, a questa riduzione di temperatura consegue una riduzione della pressione di saturazione e un aumento dell'umidità relativa. Questo è verificato fin quando la temperatura finale della miscela umida dopo il raffreddamento non è inferiore alla **temperatura di rugiada** come rappresentato in **Figura1.3.3**.

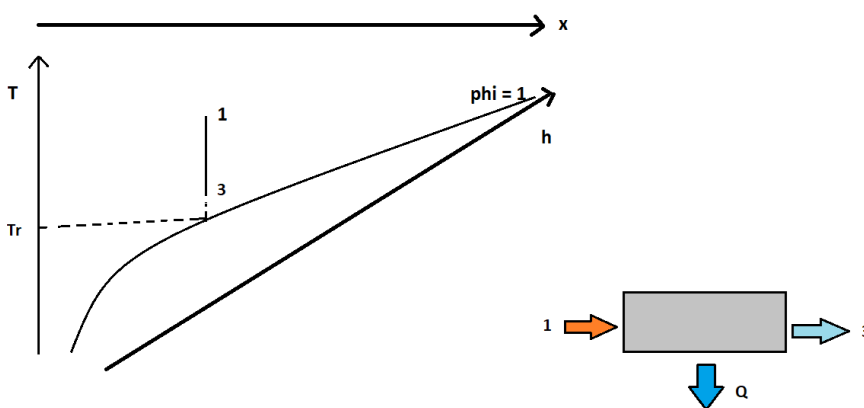


Figura1.3.3: raffreddamento sensibile.

In entrambi i casi, in condizioni stazionarie la massa in ingresso è uguale alla massa in uscita poiché nessuna specie presente nella miscela subisce variazioni nelle proporzioni di massa durante il processo; per quanto riguarda i bilanci energetici, il flusso termico coincide con la variazione di entalpia della miscela.

1.3.3 Raffreddamento con deumidificazione di una portata d'aria umida

Come preannunciato al paragrafo precedente, a differenza del raffreddamento sensibile, la deumidificazione è una trasformazione che si realizza nel momento in cui si ha una riduzione del titolo conseguente al raggiungimento di una temperatura della miscela minore della temperatura di rugiada, come mostrato in **Figura1.3.4**.

E' una tipica operazione da compiersi sull'aria umida, utilizzata per il controllo del contenuto di umido di una miscela.

iniziali. Tale porta è detta **portata di bypass**. In seguito le due portate si miscelano in un processo isobaro ed adiabatico dando luogo alla portata \dot{m}_2 in condizioni intermedie tra lo stato iniziale e quello dello scambiatore. Poiché $T_s < T_r$ il processo di raffreddamento provoca una deumidificazione dell'aria, ad esso consegue necessariamente il rilascio di una portata di acqua allo stato liquido indicata con \dot{m}_l . Infine, non essendoci introduzioni o perdite di aria secca, la sua portata resta costante nel corso della trasformazione stazionaria e la si indicherà con \dot{m}_a . Da qui si comprende anche che il bilancio di massa può essere limitato alla sola portata di vapore. La diminuzione di umidità specifica, moltiplicata per la portata di aria, è esattamente uguale alla portata di acqua scaricata nel processo; in formule:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_a * (x_1 - x_2) \quad (eq\ 1.16)$$

Inoltre, supponendo la trasformazione isobara, il bilancio di energia su tutto il dispositivo si può indicare come

$$\Phi = \dot{m}_a * (h_2 - h_1) + \dot{m}_L * h_L = \dot{m}_a * [(h_2 - h_1) + h_L * (x_2 - x_1)] < 0 \quad (eq\ 1.17)$$

Poiché la temperatura del liquido condensato può essere assunta uguale a quella dell'aria in uscita ed essendo trascurabile il contributo entalpico del liquido, il bilancio energetico assume il seguente aspetto semplificato

$$\Phi \approx \dot{m}_a * (h_2 - h_1) < 0$$

Per quanto riguarda il processo di mescolamento che si verifica a valle della superficie fredda, si può scrivere, in analogia a quanto già illustrato al paragrafo §1.3.1

$$\frac{x_2 - x_s}{x_1 - x_2} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_2} = \frac{\dot{m}_{bp}}{\dot{m}_s} = \frac{2 - s}{1 - 2}$$

Il rapporto $\frac{\dot{m}_{bp}}{\dot{m}_s}$ indica il **fattore di bypass**, f_{bp} , che costituisce un parametri intrinseco del dispositivo utilizzato per il raffreddamento e la deumidificazione. Lo stato del punto di uscita dipende fortemente dalla portata di bypass, quindi questo parametro assume grandissima rilevanza in fase di progetto dell'impianto. Tipicamente questi dispositivi sono costituiti da superfici di scambio termico alettate e refrigerate internamente da un refrigerante intermedio (solitamente una miscela di acqua e glicole) che è ad una temperatura tale da asportare il flusso Φ dalla portata di aria umida per la deumidificazione.

1.3.4 Umidificazione di una portata di aria umida

Il riscaldamento lo si può realizzare in due modi, con l'introduzione di una portata di acqua allo stato liquido o di una portata di vapore. Nel primo caso l'acqua evapora sottraendo calore all'aria umida e il vapore che si somma a quello già contenuto nella

$$h_v = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} \quad (\text{eq 1.20})$$

Una rappresentazione grafica è in **Figura1.3.7**

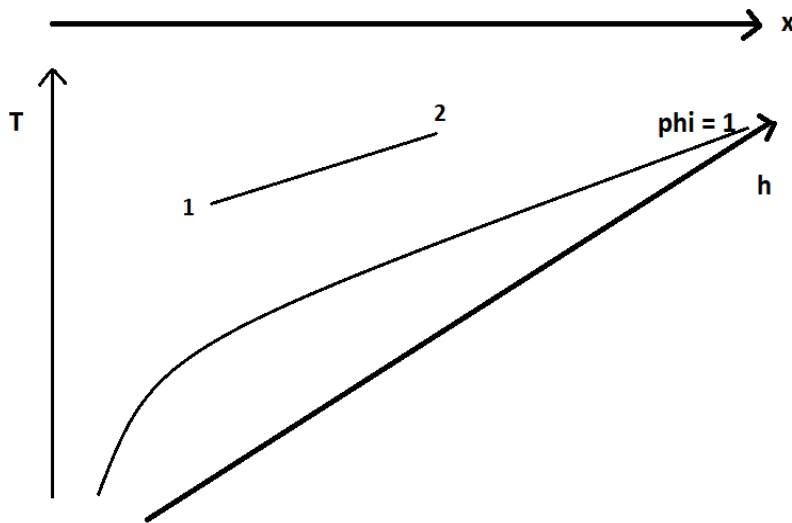


Figura1.3.7: umidificazione per iniezione di acqua allo stato di vapore.

Si fa osservare che, se il vapore iniettato avesse entalpia specifica uguale a quella del vapore saturo alla temperatura di bulbo secco dell'aria, allora la trasformazione risulta essere isoterma.

$$h_v = r_o + c_{p,v} * (T_1 - T_0)$$

Prima di procedere, è importante puntualizzare la differenza tra la temperatura di bulbo umido e quella di saturazione adiabatica che sono numericamente molto simili ma concettualmente differenti.

- **La temperatura di bulbo umido è la temperatura a cui la potenza termica scambiata per convezione tra il bulbo umido e l'ambiente circostante eguaglia la potenza termica scambiata a causa dell'evaporazione dell'acqua dalla superficie bagnata del bulbo;**
- **La temperatura di saturazione adiabatica è una proprietà dell'aria umida, ed è la temperatura raggiunta da una corrente d'aria saturata adiabaticamente.**

1.3.5 Deumidificazione con sostanze adsorbenti

È un metodo di deumidificazione che fa ricorso ad azioni chimiche mediante l'adsorbimento della fase acquosa con sali o materiali colloidali. È utilizzata solo in particolari contesti. L'**adsorbente** è la sostanza che assorbe, che cattura quello che si desidera rimuovere; il vapore o i gas rappresentano l'adsorbato. L'energia con cui l'adsorbato e l'adsorbente interagiscono dipende da molti fattori analizzati in termodinamica chimica. Si distingue l'assorbimento fisico da quello chimico.

2-Comfort termo-igrometrico

2.1 Concetto di benessere

Il benessere di un individuo ha le seguenti caratteristiche:

- **è individuale e non collettivo**, in quanto corrisponde al soddisfacimento psicofisico di un individuo;
- **è globale e non singolare**, nella realtà vari fattori interferiscono fra loro e le percezioni sensoriali si sovrappongono provocando un effetto “sinergico” che dà origine alla sensazione di benessere.

Per la qualità di un edificio fa riferimento a classi differenti, anche se strettamente interconnesse, di benessere tra cui figurano

- **benessere termo-igrometrico**: lo si può definire come uno *stato di neutralità termica in cui non si sente né caldo né freddo*;
- **benessere respiratorio-olfattivo**: interessa la qualità dell'aria interna (**IAQ, Indoor Air Quality**) e lo si può interpretare come lo *stato di soddisfazione di un individuo nei confronti dell'aria che respira, nella quale sono contenuti inquinanti in concentrazioni ritenute nocive per la salute umana*;
- **benessere visivo**: è quello *stato in cui l'individuo può svolgere nel modo migliore i vari compiti visivi (**visual task**) cui deve assolvere*;
- **benessere acustico**: lo si definisce come la *condizione psicofisica in corrispondenza della quale un individuo, in presenza di un campo di pressione sonora (**rumore**), dichiara di trovarsi in una situazione di benessere, tenuto conto anche della particolare attività che sta svolgendo*.

Nel seguito si analizza il benessere termico.

2.1.1 Benessere termico

Viene definito come una situazione di neutralità di carattere psico-fisico per l'individuo nei confronti dell'ambiente termico.

Definizione oggettiva: **stato di neutralità termica**, l'accumulo termico del corpo umano è nullo e l'organismo lascia quasi inattivi i meccanismi di termoregolazione comportamentale (assenza di brividi o sudorazione) e di termoregolazione vasomotrice (assenza di vasocostrizione o vasodilatazione periferica). La neutralità termica dipende dal microclima (complesso di parametri ambientali) che condiziona gli scambi termici tra individuo e ambiente.

È influenzato da molteplici parametri che dipendono sia dall'individuo, sia dall'ambiente sia dal locale:

- Personali: abbigliamento, attività svolta, stato di salute;

aderente alla persona stessa; invece per una persona in movimento si deve considerare la velocità relativa dell'aria rispetto al corpo.

- È importante misurare e tener conto dell'umidità relativa o della pressione parziale del vapore.
- Altra importante temperatura è la **temperatura operativa**: *temperatura di una cavità in cui l'individuo scambierebbe per convezione e per irraggiamento la stessa quantità di energia scambiata nell'ambiente reale e non uniforme*. La si può calcolare come la media pesata della temperatura dell'aria e della temperatura media radiante, dove i pesi sono rappresentati dai rispettivi coefficienti di scambio termico. In formule:

$$t_o = \frac{h_c t_a + h_r t_{mr}}{h_c + h_r} \quad (eq\ 2.1)$$

Dove h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo (abiti-aria) e h_r è il coefficiente di scambio termico radiativo linearizzato (abiti-superfici).

Secondo la norma **UNI EN ISO 7730** la temperatura operativa può essere calcolata come

$$t_o = A * t_a + (1 - A) * t_{mr}; 0,5 < A < 0,7 \quad (eq\ 2.2)$$

La variazione di A è funzione della velocità dell'aria.

La normativa tecnica cui si deve fare riferimento consta di tre norme di seguito riportate:

- **UNI EN ISO 7726**: 2002 "Ergonomia degli ambienti termici. Strumenti per la misurazione delle grandezze fisiche";
- **UNI EN ISO 7730**: 2006 "Ambienti termici moderati. Determinazione degli indici PMV e PPD e specifica delle condizioni di riferimento";
- **ANSI/ASHRAE 55-2004**: "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy".

Dal punto di vista della termoregolazione, il corpo umano è suddiviso in due zone principali. La zona esterna comprende pelle e tessuti sottocutanei; quella interna, il nucleo, comprendente gli organi vitali. Queste due zone sono caratterizzate da temperature diverse, la prima in condizioni neutre è a circa $T_{sk} = 33,7^\circ C$, la seconda in condizioni neutre è mediamente a $T_{cr} = 37^\circ C$. Inoltre il corpo umano genera continuamente energia termica; la potenza generata varia da circa 100 W (quando si svolge una attività sedentaria) a 1000 W (in corrispondenza di uno strenuo sforzo).

È importante per la nostra sicurezza mantenere il corpo entro un certo intervallo di temperatura, altrimenti si entra in una condizione di disagio (**discomfort**) o di **stress termico**. La termoregolazione del corpo consente di smaltire grandi quantità di calore

di confort globale non è tuttavia esaustivo della valutazione in quanto essi non tengono conto di eventuali situazioni di discomfort locale.

Tra gli indici, rilevante è quello proposto da Fanger, professore danese, basato sulle esperienze su circa 1300 individui. Tale indice, il **PMV (Predicted Mean Vote o Voto Medio Previsto)**, è definito secondo una scala bipolare a sette punti ed è stato in seguito normalizzato dalla norma **UNI EN ISO 7730**.

L'assunzione fatta dal professore è che "la sensazione di caldo o di freddo provata dall'individuo, risulta essere proporzionale al **carico termico L**".

Il **carico termico** è definito come *la differenza tra potenza termica effettivamente dispersa in ambiente e la potenza termica che disperderebbe un individuo in condizioni di benessere (temperatura pelle e sudorazione) nello svolgimento della stessa attività*.

Il PMV viene calcolato come la media dei voti dati da un gran numero di persone poste in predeterminate condizioni termo-igrometriche e pertanto corrisponde al voto di un individuo medio. Essendo la scala bipolare a sette punti, è evidente che

$$-3 < PMV < 3$$

Quanto esposto consente di attribuire un voto a qualsiasi condizione ambientale; resta da stabilire quale votazione sia considerata sufficiente.

A questo fine viene introdotta un'ultima grandezza: la **percentuale prevista di insoddisfatti (PPD, Predicted Percentage of Dissatisfied)**. Viene definito convenzionalmente insoddisfatto un soggetto che dia una votazione all'ambiente maggiore o uguale a +2 o minore o uguale a -2, corrispondenti rispettivamente alle sensazioni di caldo e di freddo.

Il responso è di carattere statistico, per cui anche in condizioni di neutralità si ha mediamente una certa percentuale di insoddisfatti o verso il caldo (2,5%) o verso il freddo (2,5%). Questo significa che nelle migliori condizioni il 5% dei soggetti risulta insoddisfatto. Questa percentuale aumenta quando ci si allontani da condizioni di neutralità. Le normative stabiliscono i limiti di accettabilità sulla base di questi andamenti. Ad esempio Fanger indica un PPD max dello 7,5% che suggerisce un $-0,35 < PMV < 0,35$. La ISO 7730 prescrive un $-0,5 < PMV < 0,5$ che significa un PPD max del 10%.

L'ASHRAE 55 accetta un 20% per il PPD cioè un $-0,85 < PMV < 0,85$.

Infine, per quanto riguarda il discomfort locale, si deve tener debitamente conto dei seguenti fattori:

- presenza di ampie superfici particolarmente fredde o calde (ad es. pareti vetrate o soffitti radianti, pavimenti non isolati su porticati) che possono

3-Impianti di climatizzazione

L'impianto si può considerare l'insieme delle strutture, macchine e dispositivi strumenti i quali operano congiuntamente per produrre beni e servizi assieme ad altri impianti.

L'impianto di climatizzazione ha le seguenti finalità:

- controllo della temperatura ambiente;
- controllo dell'umidità relativa nell'ambiente;
- controllo della qualità dell'aria in ambiente (Indoor Air Quality, IAQ);
- controllo del movimento dell'aria in ambiente.

I principali elementi costituiti di un impianto sono le centrali termica e frigorifera, l'unità di trattamento aria (UTA), recuperatori di calore, le reti di distribuzione del fluido termovettore, i canali per la distribuzione dell'aria e, infine, il terminale d'impianto nell'ambiente.

Ai fini della loro classificazione si possono individuare:

- impianti a tutt'aria;
- impianti a tutt'acqua;
- impianti misti ad aria ed acqua;
- impianti ad espansione diretta.

Prima di procedere è opportuno chiarire la distinzione terminologica tra spazi e zone. Negli edifici, infatti, esistono spazi con diversi usi e carichi termici (che sono funzione anche dell'ora del giorno). L'impianto più semplice va modificato per fornire riscaldamento e raffrescamento, indipendenti e variabili. Qualora diversi spazi richiedano un diverso controllo (in questo caso si ricorre al termostato), ognuno di questi è chiamato "zona". Una zona può essere una stanza ma anche un luogo non separato fisicamente (a titolo di esempio il palco di un teatro è distinto dalla platea). Non tutte le tipologie di impianto possono soddisfare in ugual modo questi requisiti la scelta dell'impianto da installare è valutata di volta in volta in base alle esigenze del committente.

3.1 Impianti a tutt'aria

L'impianto a tutt'aria è una delle tipologie di impianto più utilizzate nella climatizzazione. Nella versione più generale possibile, è presente una **batteria calda** che è a sua volta collegata alla centrale termica e la **batteria fredda** collegata ad una macchina frigorifera. Nel ciclo frigorifero l'**evaporatore** fornisce l'effetto utile (il raffreddamento), il **compressore** aumenta la pressione del fluido mentre il

anche conto della potenza termica entrante \dot{Q}_{in} detta carico termico e della produzione interna di vapore \dot{m}_v . Le condizioni dell'aria all'uscita sono quelle dell'ambiente (h_A, x_A) .

I dati di progetto noti sono il carico termico, la portata di vapore prodotta e la sua entalpia h_v , le condizioni che si vogliono mantenere in ambiente. Le incognite sono costituite dalla portata in massa da utilizzarsi e le condizioni di immissione.

Dal bilancio di massa sul vapore si può scrivere

$$\dot{m}x_A = \dot{m}x_i + \dot{m}_v \tag{eq 3.2}$$

Mentre dal bilancio di potenza si può scrivere

$$\dot{Q} = \dot{m}h_A - (\dot{m}h_i + \dot{m}_vh_v) \tag{eq 3.3}$$

Pertanto si riescono a scrivere solo due equazioni, mentre le incognite sono tre. È dunque necessario fissare a priori il valore di una delle tre incognite e determinare le altre due di conseguenza. A questo scopo si è scelto di indicare il valore della temperatura di immissione dell'aria:

$$T_i > T_A - 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Riordinando le equazioni precedentemente scritte si ottiene

$$\dot{m}h_A - \dot{m}h_i = \dot{Q} - \dot{m}_vh_v$$

$$\dot{m}x_A - \dot{m}x_i = \dot{m}_v$$

Dividendo membro a membro si ha

$$\frac{h_A - h_i}{x_A - x_i} = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\dot{Q} - \dot{m}_vh_v}{\dot{m}_v} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_v} - h_v \tag{eq 3.4}$$

Tale equazione definisce la retta di carico sul diagramma di Molier che è la retta di pendenza $\frac{\Delta h}{\Delta x}$ passante per il punto A e rappresentante il luogo dei punti che soddisfano le equazioni di bilancio.

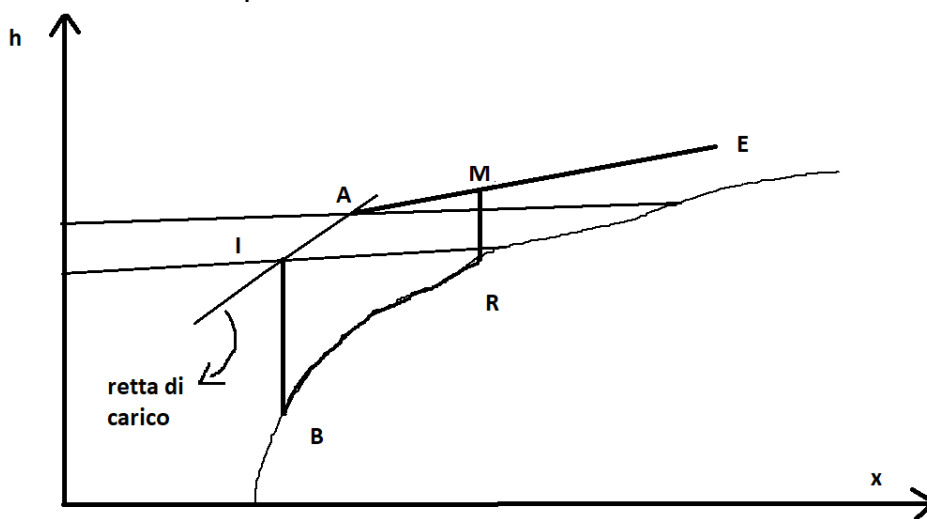


Figura3.2.1: rappresentazione sul Molier delle trasformazioni in caso estivo.

- riscaldamento isotitolo da M a B. L'entalpia del punto B è la stessa del punto di rugiada R che ha lo stesso titolo del punto I.
- segue per tanto una umidificazione isoentalpica da B a R fino a raggiungere il titolo desiderato per l'immissione;
- post riscaldamento da R a I fino alla temperatura di immissione.

La potenza termica è fornita all'aria in due momenti, pre riscaldamento e post riscaldamento:

$$\dot{Q}_{pre\ h} = \dot{m}(h_M - h_B) \quad (eq\ 3.7)$$

$$\dot{Q}_{post\ h} = \dot{m}(h_I - h_R) \quad (eq\ 3.8)$$

Di seguito si analizza la versione più semplice di impianto a tutt'aria che è quella prevede un solo condotto.

3.1.1 Impianto a tutt'aria mono condotto

Si caratterizza per la presenza di un solo condotto. Il primo componente incontrato dall'aria è il filtro, a cavallo del quale sono collocati due tubicini ortogonali al flusso dell'aria e che vanno a costituire il **manometro differenziale**, il quale consente la valutazione della **caduta di pressione statica** tra monte e valle del filtro. Il manometro differenziale infatti misura la pressione statica (che è la pressione privata della componente della velocità) ovvero la differenza di pressione statica tra monte e valle del filtro e in questo modo fornisce una stima della resistenza che il filtro offre al passaggio dell'aria. Tale resistenza è variabile e aumenta man mano che il filtro si sporca.

Dietro il filtro c'è la batteria di **pre-riscaldamento** che è collegata alle **serrande di ricircolo**. Un sensore misura la temperatura dell'aria all'uscita della sezione di pre-riscaldamento e se non si raggiunge la temperatura desiderata apre le valvole consentendo il 100% del ricircolo. A seguire è collocata la **sezione umidificante** e un eventuale **separatore di gocce**. Negli impianti ad acqua nebulizzata è possibile che non tutta l'acqua vaporizzi e quindi è elevato il rischio che una parte del liquido entri nelle altre regioni dell'impianto spingendosi fino nell'ambiente che si vuole climatizzare. Al fine di ridurre al minimo questo rischio, si installa un separatore di gocce che drena il vapore evitando il passaggio del liquido.

All'uscita della sezione umidificante viene misurata la temperatura T_u . Il **termostato** è collegato anche alla sezione di pre-riscaldamento. In base al valore di T_u , il sensore **UR** è in grado di capire se l'umidificazione è sufficiente o meno e quindi regola la portata di acqua usata per questo processo. Inoltre se la batteria di pre-riscaldamento non riscalda a sufficienza, l'umidificazione può non essere sufficiente a raggiungere il

Ogni zona, a seconda delle esigenze, è servita da due portate di aria che si mescolano, quella calda e quella fredda. La regolazione è effettuata mediante dei sensori che regolano l'apertura e la chiusura delle valvole. In questo modo è possibile soddisfare tutte le richieste delle varie zone con un unico impianto, a costo però di un ingombro maggiore dovuto da un lato al doppio condotto, dall'altro alle serrande che sono generalmente più ingombranti dei **diffusori**; anche il costo dell'impianto è più elevato rispetto alla soluzione mono condotto.

3.1.3 Varianti impianto a tutt'aria

Ci sono diverse tipologie di impianti a tutt'aria.

- **Post riscaldamento di zona.** Questa soluzione prevede l'uso della batteria di post riscaldamento per ogni ambiente da climatizzare a seconda delle esigenze della zona. L'impianto opera a portata costante e quindi per variare la potenza si modifica la differenza di temperatura. In questo modo non si è in grado di controllare il carico latente con la dovuta precisione (dal momento che il riscaldamento è isotitolo). Inoltre questa soluzione è poco efficiente perché la temperatura di raffreddamento deve essere tale da soddisfare la zona che ha la maggiore richiesta di raffreddamento (quindi aumenta il ΔT che è a denominatore nella formula dell'efficienza).
- **Plenum caldo-plenum freddo.** In questo tipo di impianto a valle della sezione ventilante ci sono due volumi separati da un setto isolante. Nel primo volume (il plenum caldo) c'è aria calda che è resa tale da una batteria di aria calda, mentre nell'altro volume è presente una batteria di raffreddamento e di deumidificazione. Ogni zona ha due canali che sono collegati al plenum caldo e a quello freddo e da essi viene prelevata una portata d'aria calda e una di aria fredda che vengono opportunamente miscelate al fine di raggiungere la temperatura di immissione necessaria per avere la temperatura desiderata in ambiente. La temperatura all'interno dei due plenum è costante e quindi la regolazione della potenza dell'impianto è basata sulle portate miscelate.
- **Portata d'aria variabile.** Tale soluzione non consente di soddisfare carichi di segno opposto. Si mantiene costante il salto termico e si modifica la portata di aria immessa nell'ambiente mediante le serrande regolabili. La sua efficienza è più elevata rispetto a quella del post riscaldamento di zona. Il problema è che al diminuire del ΔT si riduce anche la portata. Poiché non si deve garantire solo il confort termo igrometrico ma anche la giusta ventilazione e il ricambio d'aria, il rischio è di ridurre troppo la portata se il ΔT è eccessivamente piccolo e di

4-Impianto UTA aula 1 Politecnico di Torino

4.1 Descrizione impianto

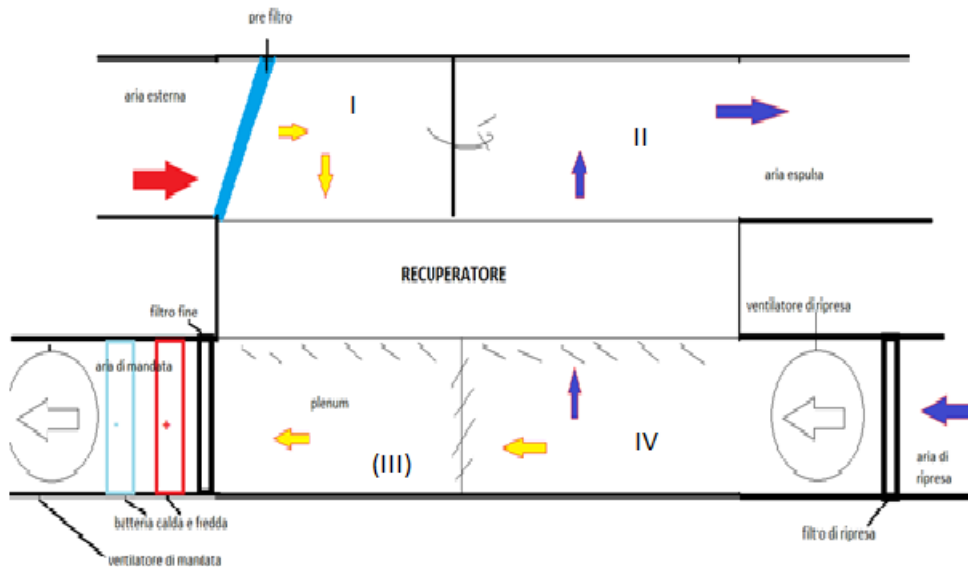


Figura 4.1: schema UTA.

Si analizza l'unità trattamento aria dell'impianto di climatizzazione dell'aula 1 schematizzato nella **Figura 4.1**.

L'aria esterna, prelevata in certe condizioni di temperatura e umidità relativa, passa attraverso il **prefiltro** che elimina gli inquinanti più grossolani. Successivamente passa attraverso il **recuperatore** che, quando è in funzione, ruota attorno al proprio asse esponendo all'aria le zone calde che cedono il loro calore all'aria esterna la quale a sua volta si riscalda. Il recuperatore viene riscaldato dall'aria di espulsione che lo attraversa prima dell'uscita in atmosfera. L'aria che attraversa il recuperatore modifica anche il suo contenuto di umidità, dal momento che il recuperatore è rivestito di sostanze adsorbenti. Il flusso d'aria è regolato dall'apertura o dalla chiusura di serrande coniugate.

Nel plenum l'aria esterna si miscela con l'aria di ripresa. Una certa frazione dell'aria di ripresa passa attraverso il recuperatore e viene espulsa dopo aver ceduto ad esso una parte del suo calore dopo l'attraversamento.

Questo impianto ha diverse modalità di funzionamento. Nel caso in cui funziona a tutt'aria esterna le serrande sotto il plenum sono completamente aperte mentre quelle verticali sono tutte chiuse. Le serrande modificano la frazione d'aria di ricircolo. Nel caso di ricircolo totale le serrande verticali sono completamente aperte mentre quelle orizzontali completamente chiuse. Questa configurazione è tipica delle prime

possibile calcolare la portata volumetrica e quindi, nota la densità del fluido si ottiene la portata in massa. Le ali del misuratore hanno una serie di fori orientati parallelamente (per la misura della pressione dinamica) e ortogonalmente (per la misura della pressione statica) al flusso dell'aria. Inoltre il sensore misura anche la temperatura e l'umidità relativa. Per il calcolo è anche necessario adottare degli opportuni coefficienti correttivi empirici che tengono conto della geometria delle pale. La sezione dello strumento è all'incirca circolare. Il punto in cui è collocato il dispositivo è preceduto da un restringimento dalla sezione del condotto, questo per avere un aumento della velocità che non può essere troppo bassa altrimenti la differenza tra la pressione statica e quella dinamica non è apprezzabile e, conseguentemente, la misura non è realizzabile. Infatti il Δp deve essere almeno di qualche pascal. Ci sono 5 portate d'aria: esterna, mandata, espulsa e due portate di ripresa.

4.2.2 Manometri differenziali

Consentono la misura della pressione che è indice della resistenza al moto del fluido che offrono i componenti dell'impianto (e in particolare i filtri). Infatti il consumo energetico è scomponibile in due contributi:

- Quello termico associato alle batterie calda e fredda;
- Quello elettrico dovuto ai ventilatori che favoriscono un aumento di pressione e quindi garantiscono il moto dell'aria nei condotti dell'impianto.

Per stabilire l'entità delle resistenze offerte al moto, si dispongono dei manometri differenziali a cavallo dei filtri (riduzione di pressione) e a cavallo dei ventilatori (aumento di pressione). Si usano diversi manometri a seconda del fondo scala (500-1000 Pa) e dalla loro durata, la pressione non è elevata.

4.2.3 Sonde di umidità e di temperatura

Sono dispositivi e sensori che permettono di misurare la temperatura e l'umidità relativa delle varie portate nell'impianto.

4.2.4 Sonde per la misura della CO_2

Consentono la misura della concentrazione dell'anidride carbonica all'interno dell'ambiente.

4.2.5 Ventilatori

I ventilatori possono essere **assiali** o **radiali**. L'incremento di pressione che i ventilatori assiali sono in grado di fornire è di pochi pascal, quindi si preferisce l'utilizzo di **ventilatori radiali centrifughi** che garantiscono prevalenze maggiori.

1 si riscontra una maggiore diminuzione di \dot{V} rispetto al corrispondente aumento di Δp e quindi la spesa energetica si riduce.

Se si usa un inverter è possibile modificare la frequenza di alimentazione del motore e quindi il numero di giri a seconda della richiesta, quindi si ha una prevalenza esterna variabile nel tempo (non è il caso dell'aula 1 perché è richiesta una portata costante). Variando sia la prevalenza esterna (il filtro si intasa) che quella interna (aumento del numero di giri) si può mantenere costante la portata in massa a fronte di un aumento della spesa di energia elettrica.

4.2.6 Contatori di particelle

A monte e a valle del filtro fine ci sono due contatori di particelle o meglio **spettrometro di particellare ottico**. Questo strumento non si limita a contare le particelle ma le classifica in base al loro **diametro ottico**, che è una proprietà fisica delle particelle che si manifesta quando queste sono colpite dalla luce. Quando le dimensioni delle particelle sono inferiori a $100 \mu m$ non valgono più le leggi dell'ottica geometrica ma si verificano fenomeni di scattering e di diffusione della luce: la particella investita dalla radiazione luminosa ne riemette una certa quantità in funzione della **dimensione** e dell'**indice di rifrazione** (il rapporto tra la velocità della luce nel vuoto e la velocità della luce nel mezzo considerato) che sono due proprietà delle particelle. A parità di materiale considerato, una particella di piccolo diametro emette una minore quantità di luce di una più grande. Il materiale usato come riferimento è il **polistirene latex** che ha un indice di rifrazione noto, le particelle usate hanno diametro di $1 \mu m$ (si assume che le particelle hanno una geometria sferica). Queste particelle vengono investite dalla luce e diffondono nella cavità di misura dello strumento una certa quantità di luce. Questa luce viene convogliata verso un **fotodiodo** che la converte in una differenza di potenziale. In questo modo si costruisce una curva che rispetta la **teoria di Mie**. A questo punto si è in grado di correlare la luce diffusa alla dimensione delle particelle. Tutte le particelle che passando nello strumento diffondono la stessa quantità di luce hanno lo stesso diametro ottico della particella di latex usato come riferimento. Quindi non si conosce né la natura delle particelle né la loro dimensione, ma si conosce la loro risposta ottica al fenomeno dello scattering. Il diametro ottico è dunque una proprietà equivalente.

Le particelle vanno prima ordinate, collimate, e in seguito passano davanti al fascio luminoso; i raggi riflessi sono fatti convergere su un fotodiodo che ne converte la natura in una d.d.p. Con questo dispositivo si è quindi in grado di classificare le dimensioni delle particelle.

5-Climatizzazione e purezza dell'aria

Per garantire una buona climatizzazione e un buon livello di confort l'impianto, oltre a valori ottimali di temperatura, velocità e umidità relativa dell'aria, deve garantire anche un buon grado di pulizia dell'aria di immissione. Questo parametro è stabilito in funzione del tipo di obiettivo che si vuole raggiungere. Per ottenere un confort ottimale è importante il ricambio d'aria degli ambienti ma è anche indispensabile per avere un certo livello di igiene. Il confine tra confort e igiene è spesso labile e di difficile individuazione.

Il problema della qualità dell'aria negli ambienti è sorto per la prima volta negli anni '70. Infatti nel 1973 si ebbe la prima grande crisi petrolifera che comportò un vertiginoso aumento del prezzo del petrolio e quindi i costi del riscaldamento. Allora si decise, tra le altre precauzioni prese per ridurre il fabbisogno energetico primario nazionale, di sigillare gli ambienti in modo da non avere infiltrazioni o esfiltrazioni d'aria. In questo modo si impediva anche il ricambio e il ricircolo dell'aria con conseguente peggioramento della qualità dell'aria negli ambienti, soprattutto uffici nei quali era anche permesso fumare. Si riscontra in questo periodo un aumento dell'assenteismo da lavoro per motivi di salute. Dall'analisi di questi dati e delle cartelle cliniche si è finalmente compresa l'importanza della salubrità dell'aria negli ambienti in cui si svolgono le principali attività quotidiane.

Poiché tipicamente i locali sono pressurizzati, si hanno delle infiltrazioni d'aria e quindi è opportuno inserire dei filtri negli impianti di climatizzazione per rimuovere dall'aria gli inquinanti che possono essere particellari o aeriformi.

Tra le principali sorgenti di inquinanti dell'aria ci sono:

- **Aria esterna:** tipicamente nelle aree urbane la concentrazione di inquinanti è maggiore di quella tollerata.
- **Occupanti:** Emettono inquinanti a causa dei processi metabolici e del fumo di tabacco; inoltre anche i prodotti impiegati per la pulizia e la profumazione rilasciano inquinanti nell'aria.
- **Combustione e materiali da combustione, mobilio.**
- **Attrezzature da ufficio:** le stampanti e le fotocopiatrici emettono ozono e solidi organici volatili. Ci sono mobili o attrezzature da ufficio che hanno elevati valori di emissione di inquinanti, quindi nell'acquisto di questi oggetti non vanno valutati solo gli aspetti energetici, ma anche quelli inerenti la produzione e le emissioni di inquinanti.

deve fare riferimento alle normative tecniche rappresentano lo stato dell'arte, ossia il meglio che si possa fare con le attuali tecnologie.

Tra gli inquinanti si analizzano brevemente la CO_2 , la CO e l'acetaldeide.

- CO_2 : non è dannosa per la salute umana ma è un tracciante degli odori corporei e indica la presenza di attività metabolica da parte degli organismi.
- CO : ha origine dalla combustione incompleta ed è regolata da normative per quanto riguarda la sua concentrazione in quanto può essere letale per la salute.
- acetaldeide: deriva dalla combustione e dal metabolismo umano, può essere letale ma non è regolata da normative (2016).

Dal punto di vista pratico la misura degli inquinanti può essere realizzata con tre differenti metodologie.

- **Soggettivo**: il metodo prevede l'utilizzo di questionari, test, interviste ed esami clinici però è fondamentale discriminare i problemi individuali da quelli collettivi e quindi lo studio è realizzato su base statistica inoltre si può ricorrere a istruite a riconoscere gli odori, ma questo non è utile per fare delle misure in continuo ma solo al fine di individuare problemi di qualità dell'aria.
- **Oggettivo**: si realizza la misura della concentrazione degli inquinanti, in vari punti e per il tempo necessario. Esistono tre diverse possibilità:
 - **Lettura diretta** realizzata con strumenti di misura appropriati, la misura è in tempo reale ma non è molto attendibile.
 - **Campionamento e misura differita**, prevede un campionamento dell'aria che viene introdotta in opportune bombole, successivamente questo contenuto è analizzato in laboratorio. Si possono anche usare dei tubi di carbone attivato che assorbe per diffusione gli inquinanti chimici. Da un'analisi in laboratorio poi si risale all'inquinante e alla sua concentrazione. Il metodo del campionamento è più accurato della misura diretta.
 - **Corrosivo**: mediante l'ausilio di speciali coupon di rame o di argento lasciati in punti stabiliti dell'ambiente e per il tempo opportuno, si rileva la quantità e lo spessore dell'ossido d'argento o di rame sul coupon e da esso si risale alla concentrazione e al tipo di inquinante presente (acido o corrosivo).
- **Indiretto**: questo metodo si basa sul tasso di ventilazione e sulla sua efficienza. Si introducono nell'aria ambiente dei traccianti (ad esempio esafluoruro di zolfo, protossido d'azoto o anidride carbonica) e si analizza la curva di decadimento della sua concentrazione nell'aria che è funzione del tasso e

6-Strategie di ventilazione

Ci sono due principali strategie di ventilazione, quella a completo mescolamento e la ventilazione a dislocamento.

6.1 Ventilazione a completo mescolamento (miscelazione)

L'obiettivo è quello di diluire gli inquinanti presenti nell'ambiente con l'introduzione, da parte del sistema di ventilazione, di una portata d'aria prelevata dall'esterno. Al fine di ottenere la massima efficienza possibile è necessario conseguire un moto turbolento. Questo si ottiene con una elevata velocità dell'aria immessa e con opportune forme dei diffusori. All'aumentare della turbolenza aumenta l'efficienza di ventilazione e il mescolamento anche a distanza. La velocità richiesta è impressa all'aria dai ventilatori, quindi si ha un consumo energetico; inoltre essa non può essere troppo elevata altrimenti si rischia di causare un discomfort locale. La miscelazione si interrompe nella zona di ripresa. Il processo risulta efficace se la concentrazione di inquinanti presenti nell'aria espulsa è maggiore della concentrazione di inquinanti nell'aria presente nell'aria immessa. Se tale concentrazione non varia vuol dire che quella portata d'aria non ha partecipato al processo e quindi è come se non la si fosse usata, però per la sua immissione si è avuto un dispendio energetico.

6.2 Ventilazione a dislocamento

Questa strategia di ventilazione sfrutta le forze naturali di galleggiamento che si sviluppano in un ambiente densamente occupato. Tutti gli individui emettono costantemente un pennacchio di aria calda che parte dalla pelle e va verso l'alto per la convezione naturale. Quindi gli inquinanti da noi emessi tendono a stratificare verso l'alto, di conseguenza si può pensare di mantenere pulito il volume d'aria in cui si respira e di contaminare il volume sovrastante in cui si concentrano gli inquinanti, in quanto questi sono associati all'aria calda che tende a stratificare verso l'alto. Pertanto si può realizzare l'immissione dal basso, con un numero più elevato di diffusori e quindi con minori velocità, dalla portata di aria di immissione che deve essere 2 o 3 °C più fredda dell'aria interna. Questa portata d'aria si riscalda a contatto col corpo umano e sale verso l'alto portando con se gli inquinanti emessi. A filo del soffitto si realizzano i condotti di espulsione dell'aria inquinata. Questa modalità è particolarmente efficace quando lo scopo è raffreddare l'ambiente ma è inutile quando lo si deve riscaldare perché, immettendo dal basso l'aria già calda, essa non avvolge per il tempo necessario il nostro corpo ma tende a stratificare velocemente

- $\varepsilon_v < 1$: se $c_{ret} < c_{in}$ e si verifica se la portata di aria immessa non partecipa alla depurazione dell'aria, caso da evitarsi.
- $\varepsilon_v < 0$: questa possibilità si realizza quando $c_b < c_{in}$ e in questo caso è l'ambiente a fare da depuratore.

Nel seguito si assumono valori di efficienza tali che $0 < \varepsilon_v < +\infty$. Nel caso della ventilazione per miscelazione si cerca di ottenere $\varepsilon_v = 1$.

6.5 Esempi di ventilazione

Si indica con T_s la temperatura dell'aria di immissione e con T_i quella dell'aria interna. Nel caso di ventilazione a mescolamento con immissione e ripresa in alto si vede che ε_v è circa unitario quando si è in raffreddamento ($T_s - T_i < 0$). L'aria immessa è più pesante di quella interna che quindi tende ad andare verso il basso miscelandosi e scaldandosi a contatto con quella calda. In questo modo si catturano molti inquinanti e si ha una buona diluizione. Se invece $T_s - T_i > 0$ si è in riscaldamento. Quando il ΔT è comunque prossimo agli 0°C le forze di galleggiamento non sono ancora troppo forti e si realizza ancora un buon miscelamento con una efficienza accettabile, ma quando $\Delta T > 5^\circ\text{C}$ ε_v si abbassa perché prevalgono le forze di galleggiamento e quindi non si ha un miscelamento sufficiente perché l'aria calda stratifica e tende a rimanere in alto. Il tutto è sintetizzato dalla seguente **Tabella 6.1**.

$T_s - T_i [^\circ\text{C}]$	ε_v
< 0	0,9 - 1
0 - 2	0,9
2 - 5	0,8
>5	0,4 - 0,7

Tabella 6.1: ventilazione con miscelazione, immissione e ripresa dall'alto.

Mantenendo in alto l'immissione ma spostando in basso la ripresa (come avviene nell'alula 1) l'efficienza migliora, come illustra la **Tabella 6.2** di seguito riportata.

$T_s - T_i [^\circ\text{C}]$	ε_v
< -5	0,9
-5 -0	0,8-0,1
> 0	1

Tabella 6.2: ventilazione con miscelazione, immissione dall'alto e ripresa dal basso.

Con $\Delta T < -5$, $\varepsilon_v = 0,9$ se $-5 < \Delta T < 0$ si sviluppano delle forze di galleggiamento quindi l'efficienza si riduce ma è ancora prossima ad 1. Se $\Delta T > 0$ si è in fase di riscaldamento e l'aria man mano che scende giù porta con se gli inquinanti quindi $\varepsilon_v = 1$.

Con la dislocazione si raggiungono valori di $\varepsilon_v > 1$ in condizioni di raffreddamento mentre la situazione peggiora nel caso del riscaldamento perché l'aria calda va subito

7-Contaminanti aria esterna

Nel presente paragrafo si analizzano i principali inquinanti presenti nell'aria esterna.

7.1 Monossido di carbonio CO

Il monossido di carbonio è dovuto alla combustione incompleta quando è realizzata in condizione stechiometriche o sub-stechiometriche. Con le nuove tecnologie si cerca di ridurre al minimo le emissioni di questo inquinante sia per motivi ambientali che per motivi energetici (una combustione realizzata in condizioni ottimali con giusto eccesso d'aria consente di aumentare il rendimento dell'impianto e di limitare la quantità di fonte fossile impiegata a parità di potenza elettrica generata). I limiti sono pertanto ampiamente rispettati.

7.2 Piombo

Il piombo tetra etile era utilizzato come additivo nelle benzine per aumentare il numero di ottani e quindi il potere anti detonante della benzina. Al giorno d'oggi non è più impiegato dal momento che è stata riscontrata la sua pericolosità e tossicità sia nei confronti dell'ambiente sia nei riguardi dell'uomo.

7.3 Ossidi di zolfo SO_x

Derivano dalla combustione di quei combustibili che contengono zolfo al loro interno come carbone e petrolio. Le emissioni sono limitate perché in molti Paesi non è consentito bruciare combustibili ad alto tenore di zolfo; inoltre ormai è diffusa l'installazione di impianti di desolforazione nelle centrali termoelettriche che rimuovono grandi quantitativi di ossidi di zolfo dai fumi prima della loro immissione in atmosfera.

7.4 PM 2,5

Il materiale particellare PM 2,5 è il parametro più importante per la contaminazione dell'aria. Man mano che gli studi procedono ci si rende conto che le particelle piccole, micro e nano particelle, sono quelle più dannose per la salute. Le fibre e le nano-particelle entrano nel circolo sanguigno e si depositano negli organi vitali quali fegato, cervello e polmoni.

Tali particelle appartengono al **modo fine**, il loro diametro è compreso tra $0,5 \div 0,6 \mu m$. Le particelle fini tendono a rimanere per molto tempo in aria fino a non depositarsi mai.

Esiste infine un terzo modo che interessa la scala dei nanometri con un massimo della concentrazione in corrispondenza di $20 \div 30 nm$ di diametro: sono i nuclei delle particelle che si aggregano tra di loro per formare il modo fine.

Si deve intervenire sull'impianto di climatizzazione limitare all'interno l'immissione di particelle inquinanti. Si considerano le particelle come delle sfere di volume $V = \frac{4}{3}\pi R^3$. Ovviamente il volume e funzione del raggio e anche la massa è proporzionale al cubo del raggio delle particelle. Quanto più le particelle sono piccole tanto maggiore deve essere il loro numero per avere la stessa massa di particelle di uguale natura ma dalle dimensioni maggiori. Pertanto il modo migliore per descrivere gli effetti delle particelle è quello di riferirsi ad una concentrazione in numero e non ad una in massa o in volume, anche perché le quantità in gioco in questi ultimi termini sono molto piccole e quindi di difficile valutazione. Sono pertanto necessari strumenti in grado di calcolare il numero di particelle.

Recentemente si è preso atto del fatto che esiste una correlazione tra aspettativa di vita ed esposizione alle polveri sottili nel senso di una riduzione della vita.

somma della legge di Darcy e della legge delle perdite concentrate, perché c'è anche un cambio di direzione. Non vale quindi il principio di sovrapposizione degli effetti perché l'andamento è non lineare, quindi la Δp è funzione della velocità secondo una legge di potenza con esponente compreso tra 1 e 2. Quanto più risulta articolata e complessa la geometria tanto più l'esponente è prossimo a 2. Nel caso di filtri moto prestanti che hanno una elevata caduta di pressione è possibile introdurre dietro di essi un ventilatore che facilita il moto dell'aria.

8.3 Meccanismi di cattura particellare

I filtri fibrosi non funzionano come un setaccio ma le particelle vengono catturate dalle fibre. Quanto più queste sono piccole tanto maggiore è l'efficienza del filtro.

Nei filtri a setaccio vengono catturate tutte le particelle che hanno un diametro maggiore di quello della maglia, non ha importanza lo spessore del filtro ma le dimensioni della maglia.

I filtri tessuti non tessuti adoperano quattro meccanismi principali di cattura delle particelle.

8.3.1 Impatto inerziale

Si consideri una singola fibra immersa nella corrente di fluido e una sola particella che segue la linea di flusso. In corrispondenza della fibra le linee di flusso hanno una curvatura tanto più accentuata quanto è piccolo il diametro della fibra. Se la massa e la velocità della particella sono elevate, e la curvatura è grande, la particella non riesce a seguirla ed esce fuori dal percorso delineato dalla linea di flusso urtando la fibra. Il fenomeno è regolato dal **numero di Stokes**. Se la particella dovesse rimbalzare contro la fibra potrà essere catturata da un'altra. Le forze che consentono alla particella di legarsi alla fibra sono di natura intermolecolare e tipicamente legami deboli di tipo Van der Waals (forze superficiali) che possono instaurarsi solo se la particella è asciutta. È un meccanismo che interessa particelle di grandi dimensioni, fino a $1\mu m$.

8.3.2 Intercettazione

Una particella leggera segue la linea di flusso ma può accadere che la distanza tra la linea di flusso e la fibra sia minore del raggio della particella e quindi la fibra cattura le particelle. È valido per particelle di diametro comprese tra $0,8 - 0,4\mu m$.

8.3.3 Diffusione browniana

Quanto più le particelle sono piccole tanto più viene meno l'ipotesi che l'aria sia un mezzo continuo e quindi le particelle iniziano a risentire degli urti con le molecole

all'aumentare del grado di sporcizia del filtro perché le particelle a loro volta catturate costituiscono dei depositi (chiamati **dendriti**) di piccolo diametro e quindi molto efficaci nella cattura di ulteriori particelle di inquisite. Ne consegue che l'aria di immissione è più sporca quando si è appena effettuata la sostituzione dei filtri.

$$\varepsilon_f = \frac{Q^-}{Q^+ - Q^-} \text{ frigorifero} \quad (\text{eq9.3})$$

$$\varepsilon_f = \frac{Q^+}{Q^+ - Q^-} \text{ pompa di calore} \quad (\text{eq 9.4})$$

Nel caso si realizzi la compressione del vapore, i componenti del ciclo inverso di Carnot, sono, in teoria, gli stessi del ciclo diretto: scambiatore di calore di bassa temperatura, compressore, scambiatore di alta temperatura e turbina, percorsi nell'ordine nel caso del ciclo inverso.

La turbina dovrebbe fornire una parte del lavoro impiegato per la compressione del vapore, tuttavia si vede che questo lavoro fornito dalla turbina è solo una minima parte di quello che si deve fornire dall'esterno per il funzionamento del compressore; inoltre si vede che tutta l'espansione, in questo caso, si realizza nella regione del vapore umido e quindi è inevitabile il problema della cavitazione con danneggiamento repentino delle pale della turbina. Quindi la turbina, elemento molto costoso, viene sostituita con una semplice valvola di laminazione. Inoltre la compressione nella miscela bifasica è sempre problematica ed è per questo motivo che si cerca di comprimere vapore saturo o leggermente surriscaldato. Poiché i tipici compressori utilizzati sono del tipo volumetrico, la eventuale presenza di liquido comporterebbe l'insorgenza del colpo di liquido, a seguito dell'accumulo della fase condensata nel volume di fluido sottoposto a compressione e che è debolmente comprimibile. Ne conseguono inevitabili cedimenti meccanici.

Per quanto riguarda il fluido frigorifero da utilizzarsi, la scelta dell'acqua è limitata dal valore del punto triplo al di sotto del quale avviene il congelamento. Per temperature superiori, la pressione di saturazione è molto minore di quella atmosferica e quindi risulta complicato il contenimento delle infiltrazioni esterne all'interno dell'impianto. Infine, la bassa densità del vapore saturo implica, per la compressione, la fornitura di ingenti quantitativi di lavoro specifico. Si può concludere che la scelta del fluido refrigerante ottimale non è affatto banale.

9.2 Macchine frigorifere e pompe di calore ad assorbimento

Le macchine frigorifere sono impiegate per la generazione del freddo mentre le pompe di calore sono utili per ottenere il caldo. Il vantaggio di questa tipologia di cicli inversi consiste nella compressione di un liquido anziché un aeriforme con

$$EEF = \frac{Q_2}{|l_{ic}| + q_g} \quad (eq\ 9.5)$$

Poiché $|l_{ic}| \ll q_g$ si può scrivere

$$EEF = \frac{Q_2}{q_g} \quad (eq\ 9.6)$$

Nel caso di una pompa di calore, l'effetto utile è il calore Q_1 quindi

$$COP = \frac{Q_1}{|l_{ic}| + q_g} \quad (eq\ 9.7)$$

Poiché $|l_{ic}| \ll q_g$ si può scrivere

$$COP = \frac{Q_1}{q_g} \quad (eq\ 9.8)$$

Lo svantaggio dei cicli inversi ad assorbimento è una notevole complicazione impiantistica quindi conviene realizzare solo impianti di grande potenza. I vantaggi sono la generazione del freddo a partire dal caldo, una buona efficienza anche ai carichi parziali e una elevata silenziosità.

SECONDA PARTE: TERMO-FISICA DELL'EDIFICIO

1-Involucro opaco

1.1 Generalità

La termofisica studia gli scambi di massa e di energia attraverso l'involucro dell'edificio che è la superficie di controllo che delimita il volume di controllo ovvero l'ambiente interno.

L'involucro opaco, a differenza di quello trasparente, ha sia proprietà statiche sia proprietà dinamiche. Infatti esso partecipa allo scambio termico non solo perché i flussi termici possono essere ridotti dalla resistenza che esso oppone al flusso di calore verso l'interno o verso l'esterno, ma anche perché ha la capacità di accumulare energia e di rilasciarla nell'ambiente con un certo sfasamento temporale e una attenuazione. Questa azione è detta capacitiva ed è molto utile nella stagione estiva quando c'è un flusso di calore entrante nell'edificio che viene attenuato e sfasato nel tempo rispetto al flusso che entrerebbe se l'involucro non avesse queste proprietà che sono dovute all'inerzia termica, cioè all'accumulo di calore.

Le forzanti del sistema sono la temperatura e l'irraggiamento solare.

Per quanto riguarda l'analisi delle proprietà statiche dell'involucro opaco, la forzante temperatura, o meglio la differenza di temperatura tra interno ed esterno, è considerata costante nel tempo, quindi l'ipotesi principale è che il flusso sia stazionario. Inoltre il flusso è anche ipotizzato uniforme e unidirezionale.

L'ipotesi di flusso stazionario comporta che la temperatura e le altre proprietà non dipendano dal tempo.

Come si vedrà, questa ipotesi viene meno quando si devono analizzare le proprietà dinamiche dell'involucro.

I requisiti che vanno mantenuti nell'ambiente interno in termini di temperatura e di umidità relativa derivano dalle considerazioni sul confort degli occupanti fatte in funzione dell'attività svolta, dell'abbigliamento e delle caratteristiche dell'involucro, della tipologia di edificio, dei carichi interni e che sono garantite dall'impianto di climatizzazione.

I carichi endogeni sono dovuti principalmente all'attività degli occupanti, all'illuminazione artificiale e agli eventuali apparecchi o dispositivi in funzione.

I carichi esterni sono legati alle eventuali infiltrazioni o esfiltrazioni e alla ventilazione garantita dall'impianto. Questo influenza la quantità di energia richiesta dall'impianto per garantire le condizioni di confort.

I carichi endogeni ed esogeni vanno valutati diversamente a seconda della stagione. Nella stagione invernale in parte le perdite sono compensate dagli apporti interni (si parla in questo caso di apporti interni gratuiti) e quindi l'energia richiesta dall'impianto è minore di quella che richiederebbe se non si avessero tali apporti interni; nella stagione estiva sono invece le dissipazioni a bilanciare, almeno in parte,

1.2 Proprietà statiche

1.2.1 Trasmittanza termica

Un importante parametro stazionario è la **trasmittanza termica** che rappresenta la potenza scambiata con l'esterno per differenza unitaria di gradiente termico per ogni metro quadrato di superficie dell'involucro opaco; pertanto si misura in $\frac{W}{m^2K}$.

La norma **UNI EN ISO 6946** propone, per il calcolo della trasmittanza termica, la seguente relazione:

$$U = \left(\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^n R_j + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (eq 1.1)$$

La trasmittanza termica tiene conto di diversi parametri. Nel suo calcolo è indicato il rapporto $\frac{s_j}{\lambda_j}$ tra lo spessore *j*-esimo del materiale omogeneo e la conducibilità termica di tale materiale, distinto dalla resistenza R_j del *j*-esimo strato di materiale non omogeneo per i quali non è possibile definire il concetto di conducibilità termica, che è una proprietà del materiale, dal momento che per questi tipi di materiali lo scambio termico avviene sia per conduzione sia per convezione che per irraggiamento e risulta molto complicato il calcolo della conducibilità proprio perché occorre tener presenti tutti e tre i meccanismi di trasmissione del calore. Le norme forniscono i valori di R_j per i vari tipi di materiali non omogenei o anche il valore della conduttanza $C_j = \frac{1}{R_j}$.

Valori sono anche forniti dai costruttori e questi sono più indicati da utilizzare in quanto sono un po' sovrastimati perché devono tener conto anche di eventuali degradi del materiale legati all'esposizione agli agenti atmosferici durante il cantiere. In particolare la **UNI 10351** fornisce i valori di conducibilità termica mentre la norma **UNI 10355** dà i valori della resistenza o della conduttanza dei materiali non omogenei, questi valori non sono costanti ma li si considera tali.

Nel calcolo della trasmittanza compaiono anche i **coefficienti liminari di scambio termico con l'ambiente esterno e l'ambiente interno**; essi sono funzione della direzione del flusso che può essere ascendente, discendente o orizzontale.

Possono esserci delle **intercapedini d'aria** e anche in questo caso i valori della resistenza allo scambio termico dipendono dalla direzione del flusso, inoltre si verifica che all'aumentare dello spessore dell'intercapedine il valore della resistenza aumenta fino a raggiungere un valore massimo in corrispondenza di circa 15 millimetri di spessore, poi il valore tende a rimanere costante. Le intercapedini d'aria possono essere ventilate (fortemente o debolmente) oppure non ventilate. La resistenza di una intercapedine fortemente ventilata si calcola *escludendo tutti gli strati precedenti all'intercapedine d'aria e ponendo il valore del coefficiente liminare di scambio termico uguale a quello con l'aria esterna ovvero si pone $h = h_e$* , in modo da tener conto del fatto che l'aria è racchiusa in un canale. La resistenza termica di intercapedini non ventilate si trova sulle norme mentre per quanto riguarda le

è minore di quella interna e quindi il flusso è uscente. È evidente l'importanza del corretto dimensionamento dell'impianto di climatizzazione. Analogamente si deve prestare attenzione alla trasmittanza termica dei componenti finestrati, questo perché, in estate quelli che erano i benefici durante l'inverno si trasformano in carichi e vice versa; di qui la constatazione che l'analisi, il dimensionamento e la regolazione dell'impianto integrato nell'involucro è molto complessa.

1.2.2 Ponti termici

Si analizza ora un aspetto molto importante che compare nell'involucro opaco e che prende il nome di **ponte termico**.

I ponti termici sono delle vie preferenziali dello scambio termico verso l'ambiente esterno. Questo è vero sia in inverno quando il flusso per trasmissione è sicuramente uscente sia in estate quando, nonostante esista la possibilità di avere dei flussi termici per trasmissione entranti, globalmente il flusso è uscente perché la temperatura esterna media è minore di quella di set point che si deve garantire all'interno.

Il ponte termico ha diverse origini. Può essere

- di **forma** quando la deviazione del flusso monodimensionale è dovuta a variazioni di geometria (angoli tra le pareti, congiunzione tra parete verticale e solaio o pavimento);
- di **struttura** se la deviazione del flusso monodimensionale è associata a variazioni della continuità del materiale (variazioni di spessore o contatto tra due materiali diversi come accade ad esempio tra il muro e il telaio delle finestre);
- **misto** se sono compresenti variazioni della geometria e del materiale.

Un'ulteriore classificazione può essere fatta in funzione delle dimensioni del ponte termico che può quindi essere **puntuale** o **lineare**.

L'effetto della presenza del ponte termico non è limitata all'estensione del ponte termico stesso, ma influenza lo scambio termico fino a 1 metro di distanza da esso. Ne consegue che l'ipotesi di flusso unidimensionale non è più valida e in questa regione di interferenza il flusso è quanto meno bidimensionale, in virtù delle maggiorazioni delle dispersioni associate al ponte termico.

La presenza del ponte termico comporta la formazione di regioni di involucro che sono a temperatura più bassa di quella delle zone in cui non c'è il ponte termico e quindi è favorita la formazione indesiderata di condensa o di muffa che influenzano la qualità dell'aria (tipico esempio di come l'involucro influenzi la scelta e il funzionamento dell'impianto di climatizzazione che, tra gli altri obiettivi, ha anche quello di garantire l'igiene dell'aria con la ventilazione).

La presenza negativa dei ponti termici è tanto più influente sulla trasmittanza termica dell'involucro opaco quanto più l'edificio è ben isolato. Negli edifici di recente costruzione il peso relativo del ponte termico sul valore finale della trasmittanza termica può arrivare anche al 50% mentre negli edifici più antichi, nei

accanto alla temperatura, agisce anche la radiazione solare che incide sulle pareti dell'involucro opaco. Per tener conto di questo contributo si introduce una temperatura fittizia detta **temperatura sole-aria** definita come quella temperatura che deve avere l'ambiente esterno affinché il flusso termico scambiato per trasmissione sia uguale a quello scambiato per trasmissione ed irraggiamento solare nelle condizioni reali. La sua espressione analitica si ottiene da un bilancio di energia sull'involucro opaco

$$h_e A (T_{pe} - T_e) - \alpha I A = h_e A (T_{pe} - T_{sa}) \quad (eq 1.4)$$

da cui risulta

$$T_{sa} = T_e + \frac{I \alpha}{h_e} \quad (eq 1.5)$$

Nella formula

- $I \alpha$ è la quota parte di irraggiamento solare assorbito dalla superficie esterna della parete opaca;
- α è il coefficiente di assorbimento che dipende dal colore della parete ed è tanto più alto quanto più la parete è scura ($0 < \alpha < 1$);
- h_e è il coefficiente liminare di scambio termico tra parete e ambiente esterno.

Ne consegue che la temperatura sole-aria è funzione dell'irraggiamento solare, del coefficiente di assorbimento e del coefficiente liminare di scambio termico. La ricerca in questo settore è volta alla realizzazione di vernici selettive nel campo dell'infrarosso per migliorare le proprietà di assorbimento delle pareti.

1.2.4 Scambio termico con diversi ambienti

Fino a questo punto si è considerato un involucro che confinasse in tutte le sue parti con l'ambiente esterno ad una certa temperatura T_e . Tuttavia nella pratica questa condizione è verificata solo da alcune pareti e non da altre o da nessuna di esse. È quindi importate, nel calcolo del **coefficiente di scambio termico per trasmissione**, individuare quali sono i vari termini da cui esso è costituito e di cosa tengono rispettivamente conto.

$$H_T = H_D + H_A + H_U + H_g \left[\frac{W}{K} \right] \quad (eq 1.6)$$

H_D è il termine che tiene conto dello scambio termico per trasmissione diretto con l'ambiente esterno ed è calcolato come la somma delle trasmittanze termiche dei singoli componenti dell'involucro (sia opaco che trasparente) ognuna moltiplicata per la rispettiva area e dei contributi dovuti agli eventuali ponti termici lineari e puntuali.

$$H_D = \sum_i A_i U_i + \sum_j l_j \psi_j + \sum_k \chi_k \quad (eq 1.7)$$

Il termine H_A si riferisce al flusso termico scambiato per trasmissione tra l'ambiente che si sta analizzando e un altro ambiente climatizzato che ha una temperatura diversa (più alta o più bassa) da quella dell'ambiente in analisi. Per tener conto di questo si introduce un coefficiente correttivo $b_{tr,A}$ che è definito come

particolarmente interessanti in questo settore tra cui si ricordano i **VIP (vacuum insulation panels)** e i **PCM (phase change materials)**.

La caratteristica peculiare dei VIP è quella di presentare valori di conducibilità termica, a parità di spessore considerato, circa 10 volte inferiore a quella degli isolanti tradizionali, consentendo di ridurre lo spessore di materiale isolante da utilizzare a parità di isolamento desiderato e quindi di ridurre gli ingombri e anche i costi. Sono indicati nelle riqualificazioni energetiche di edifici già esistenti o in situazioni in cui si deve salvare spazio, come accade nelle celle frigorifere, e sono adatti anche per correggere i ponti termici. Presentano uno strato superficiale impermeabile all'acqua e al vapore acqueo e le caratteristiche principali dipendono dal core (nucleo) che è una camera di silice pirogenica o di lana di vetro in cui si cerca di realizzare un certo grado di vuoto per limitare lo scambio termico per convezione. La necessità di creare un vuoto spinto però influisce sulle dimensioni del pannello che non può essere troppo esteso. Di qui nasce la necessità di assemblare meccanicamente i vari pannelli per realizzare il rivestimento di isolante della parete; però proprio nel fare questo si creano delle discontinuità di materiali che comportano la formazione di ponti termici che, in questo caso, hanno un peso relativo elevato in quanto l'involucro è molto isolante. A livello dei calcoli si valuta quindi la conducibilità termica effettiva che tiene conto della presenza dei ponti termici che influenzano negativamente il valore della conducibilità aumentandola del 20-30%.

I PCM si basano su principi completamente diversi. Essi infatti sfruttano la capacità di alcuni materiali di cambiare fase già alle basse temperature. In particolare si sfruttano le transizioni solido-liquido e liquido-solido. Durante la liquefazione il materiale assorbe calore in un processo isoterma e isobaro evitando che questo entri nell'ambiente interno mentre nel processo inverso, la solidificazione, il materiale cede il calore di solidificazione in parte all'interno ed in parte all'esterno andando a mitigare i carichi termici. Questa soluzione è particolarmente adatta nella stagione estiva in quanto rende la parete più attiva e pronta a rispondere e ad adattarsi alle sollecitazioni esterne, si parla di **facciata dinamica dell'edificio**. Recentemente infatti si è introdotto l'approccio **responsivo** volto a realizzare pareti che cercano per l'appunto di adattarsi alle varie sollecitazioni. Questo deriva dalla constatazione che non esiste una soluzione univoca al problema dell'isolamento poiché essa varia al variare delle condizioni, il che significa che non esiste una condizione di funzionamento ottimale dell'impianto e un involucro ottimale in assoluto ma questo deve saper variare le sue caratteristiche al variare delle forzanti.

Spesso i PCM sono anche inseriti nelle intercapedini dei vetri per contenere le radiazioni solari diminuendo i carichi. Sono quindi usati anche come materiali da accumulo che limitano il passaggio del calore.

In generale è importante, quando si realizza un involucro opaco, prestare attenzione anche ai costi di costruzione e di smantellamento. Si deve cercare di utilizzare materiali possibilmente reperibili a chilometro zero e il più possibile di origine

Porre l'isolante all'interno può essere utile nelle case che sono utilizzate per pochi giorni all'anno.

1.4.2 Isolamento in intercapedine

Si inserisce l'isolante nell'intercapedine; sono applicate delle schiume poliuretatiche realizzando dei fori sulla parete. Queste schiume tendono a solidificare. È una strategia importante molto usata nel campo delle riqualificazioni. Presenta il vantaggio di essere facilmente posto in opera, basso costo, rapidità di posa in opera, non è soggetto agli agenti atmosferici, migliora il confort degli occupanti (aumento temperatura media radiante). Gli svantaggi sono la possibilità di condensa, ponti termici, probabilità di fessurazione.

1.4.3 Isolamento ripartito

Si riempiono di materiale isolante, nella maniera più omogenea e uniforme possibile i laterizi che sono i componenti massivi dell'involucro. Quindi si combinano in un unico componente le proprietà massive e le proprietà isolanti. Un ruolo particolarmente importante è svolto dalla posizione dei fori che è tale da rendere minima la trasmittanza termica. È molto facile da realizzare ed è molto efficace.

1.4.4 Isolamento esterno a cappotto

È la tecnologia più diffusa e usata in Italia e permette di attenuare i ponti termici. Non è possibile eliminarli del tutto ma si possono attenuare fino a renderli trascurabili. Questa soluzione consente di eliminare il rischio della condensazione interstiziale e migliora il comportamento estivo della parete.

1.4.5 I termo-intonaci

Sono realizzati con materiale isolante, si presentano in forma liquida e quindi li si applica in più strati fino ad ottenere lo spessore desiderato. Si differenziano in base al tipo di additivi che vengono aggiunti e che modificano le proprietà isolanti dell'intonaco. Tra i vantaggi dati da questa tipologia di isolamento si ricorda l'assenza di condensa, abitabilità, miglior confort mentre gli svantaggi sono una elevata inerzia termica che però può anche essere considerato un vantaggio (dipende dall'uso fatto dell'edificio).

1.4.6 Parete ventilata

La parete ventilata consente di ridurre i ponti termici, riduce il rischio di condensazione, presenta una elevata inerzia termica e migliora il comportamento estivo della parte. Presenta una **barriera al vapore**: l'aria è impermeabile al vapore perché ha una bassissima pressione di vapore.

1.4.7 Involucro di copertura piana o inclinata

La copertura inclinata può essere anche ventilata. È dotata di una barriera al vapore. Questi tipi di involucro presentano stratigrafie molto complesse e articolate. La

Alla prima categoria appartengono:

- **massa termica frontale** o **superficiale** che è la massa della parete per unità di superficie e si calcola come

$$M_s = \sum_{j=1}^n \rho_j s_j \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad (eq\ 1.12);$$

- **capacità termica frontale** che è la quantità di energia termica che la parete è in grado di accumulare per ogni salto unitario di temperatura riferita alla superficie frontale e calcolata come

$$CF = \sum_{j=1}^n c_j \rho_j s_j \left[\frac{kJ}{m^2 K} \right] \quad (eq\ 1.13).$$

Le grandezze pseudo-dinamiche non derivano da equazioni differenziali in quanto non sono funzioni del tempo, dai loro valori dipendono le proprietà dinamiche e spiegano il fenomeno dinamico. I loro valori sono indicati dalle norme o dai produttori.

Un'altra importante proprietà è la **diffusività** che indica la velocità con cui il calore viene diffuso attraverso il materiale e quindi dà informazioni in via indiretta sulle proprietà di accumulo sfasamento e attenuazione delle sollecitazioni termiche.

$$\alpha_t = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (eq\ 1.14)$$

Valori elevati di diffusività possono dipendere da un alto valore della conducibilità termica del materiale ovvero c'è un rapido trasferimento di energia attraverso il materiale, oppure da un basso prodotto densità calore specifico che denota il fatto che solo una piccola parte del calore viene accumulato nel materiale aumentandone la temperatura mentre il resto è subito trasferito.

I parametri propriamente dinamici sono introdotti dalla norma **UNI EN ISO 13786** che propone un metodo di calcolo semplificato basato sul metodo delle ammettenze, ipotizzando una variazione sinusoidale della forzante temperatura che è sempre riconducibile alla somma di un valore medio e del prodotto di una ampiezza per una fase.

$$\theta = \theta_m + \Delta\theta_{max} \cos \frac{2\pi t}{24} \quad (eq\ 1.15)$$

Le principali grandezze dinamiche sono:

- **capacità termica areica interna** che è importante poiché indica quale è la quota parte di energia termica che è possibile accumulare all'interno della parete interna (primi 10-15 centimetri di spessore ed è fondamentale che tale spessore sia occupato da materiali massivi e non da isolanti) in modo da utilizzare nella maniera migliore tutti gli apporti interni. Infatti accumulandone solo una parte e non tutti, allora si rischia di avere un surriscaldamento dell'ambiente (che è un effetto indesiderato), mentre accumulandone la maggior parte si può utilizzarli in un secondo momento di bisogno perché l'involucro li restituisce quando c'è una diminuzione della temperatura esterna.

essere diviso in due strati, uno massivo e uno isolante, ha anche la capacità di attenuare i flussi entranti nella stagione estiva e quelli uscenti nella stagione invernale e nelle ore serali della stagione estiva, contribuendo a diminuire notevolmente i carichi che l'impianto di climatizzazione deve soddisfare. *Si può interpretare come il rapporto tra la trasmittanza termica periodica e la trasmittanza termica stazionaria e indica il decremento di flusso termico entrante o uscente (a seconda dei casi) rispetto a quello che si avrebbe se la parete non avesse proprietà inerziali.*

- **Sfasamento termico.** Oltre che ad essere attenuate, le sollecitazioni vengono anche sfasate nel tempo sicché l'istante in cui si verifica il picco massimo della sollecitazione sulla parete esterna non coincide con quello in cui si realizza il picco massimo della sollecitazione sulla parete interna o vice versa. Il valore dello sfasamento può essere anche di diverse ore e può essere utile per consentire l'uso ottimale degli apporti gratuiti e della radiazione solare incidente sull'involucro opaco. Tuttavia non è vero che uno sfasamento molto elevato costituisca sempre un vantaggio.

1.5.1 Analisi esperimento

Si considerano diverse tipologie di muratura tutte caratterizzate dalla stessa trasmittanza termica stazionaria. Si vogliono confrontare i comportamenti inerziali.

Dall'analisi si riscontra che *la capacità termica areica interna è proporzionale alla massa frontale e che a parità di massa superficiale essa è più elevata nelle soluzioni che prevedono l'inserimento di isolante verso l'esterno rispetto a quelle che lo collocano più verso l'interno.* Le pareti che hanno poca massa a contatto con l'aria esterna hanno capacità termica areica interna più elevate di quelle che presentano una massa maggiore verso l'esterno (a parità di massa superficiale totale).

La trasmittanza termica periodica è massima nel caso dei tamponamenti leggeri che sono poco massivi e quindi forniscono una attenuazione esigua quasi inesistente (alto valore del fattore di attenuazione) mentre essa *diminuisce all'aumentare della massa della parete*, quindi si intuisce come dal valore della massa superficiale si è in grado di individuare l'andamento delle proprietà dinamiche. Anche in questo caso, *a parità di massa superficiale, sono da preferire le soluzioni con l'isolante posto all'esterno* in quanto queste presentano valori più bassi di trasmittanza termica periodica e quindi una maggiore attenuazione termica. Infine si constata che anche *lo sfasamento è proporzionale alla massa frontale e aumenta con l'aumentare della massa superficiale e in caso di soluzioni con uguale massa superficiale esso è maggiore laddove l'isolante sia collocato all'esterno.* Tuttavia lo sfasamento è un parametro molto complicato da valutare e non è detto che sia vantaggioso avere elevati valori e deve essere valutato anche in funzione dell'utilizzo fatto dell'edificio.

2-Involucro trasparente

Le finestre sono l'elemento debole dell'involucro dell'edificio assieme ai già citati ponti termici. Non presentano proprietà inerziali ma interagiscono maggiormente con la radiazione solare, consentono la visione sul mondo esterno e l'illuminazione naturale dell'ambiente interno e possono anche garantire una ventilazione naturale. Storicamente le finestre hanno visto un notevole miglioramento delle loro proprietà termofisiche e sono nate diverse tipologie di finestre.

Dal bilancio termico sulla finestra ci si rende conto che ci sono dei contributi dovuti ai flussi termici, e quindi si introduce una trasmittanza termica della finestra che tipicamente è maggiore di quella dell'involucro opaco, e dei contributi legati alla radiazione solare, e quindi si formalizza il concetto di trasmittanza termica solare. Nel seguito si analizzeranno entrambe queste trasmittanze facendo riferimento alla norma **UNI EN ISO 10077-1** che è la norma principe dell'involucro finestrato.

2.1 Trasmittanza termica della finestra

Una finestra è costituita da diversi elementi. Tipicamente ci sono due vetri separati da una intercapedine in cui è inserita aria o un altro gas, il **telaio** e il **distanziale**. Ciascuno di questi componenti partecipa al valore della **trasmittanza termica della finestra** che si indica con U_w .

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + l_g \psi_g}{A_g + A_f} \quad (eq\ 2.1)$$

$$A_g + A_f = A_w \quad (eq\ 2.2)$$

Dove

- A_f è l'area del telaio (frame);
- A_g è l'area del vetro (glass);
- A_w è l'area del buco in cui è inserita la finestra;
- U_g è la trasmittanza termica del vetro. Il suo valore dipende dai vari trattamenti superficiali a cui il vetro può essere stato sottoposto. Possono essere utilizzate particolari polveri o pellicole che riducono l'emissività del vetro influenzando il valore di U_g che, in particolare, diminuisce al diminuire dell'emissività. Le norme, per i vetri camera singoli o doppi (rispettivamente una o due intercapedini) forniscono i valori della U_g riferiti all'intero vetro poiché i meccanismi di scambio termico sono tutti compresenti e concorrenti e quindi il calcolo risulta molto complicato. In alcuni casi, come ad esempio accade se si è in presenza di un vetro monocino (vetro singolo), è comunque possibile usare la formula della trasmittanza termica. Nel caso di vetro camera o anche di vetro a camera doppia si deve prestare attenzione anche la tipo di gas che viene inserito nell'intercapedine tra i due vetri, le cui proprietà influenzano lo scambio termico per

$$U_{w,corr} = U_w(1 - f_{shut}) + U_{w,s}f_{shut} \quad (eq\ 2.3)$$

In questa formula

- $U_{w,s}$ è la trasmittanza termica della finestra che tiene conto della chiusura ed è uguale a

$$U_{w,s} = \left(\frac{1}{U_w} + \Delta R \right)^{-1} \quad (eq\ 2.4)$$

dove ΔR è la resistenza aggiuntiva dovuta alla chiusura in se e allo strato d'aria che si forma tra l'estradosso del vetro e l'intradosso della chiusura oscurante. Il suo valore è dato dalle norme o in termini assoluti o sotto forma di funzione del valore della resistenza della sola chiusura e della permeabilità all'aria della chiusura stessa.

- Il coefficiente f_{shut} tiene conto del peso relativo delle due trasmittanze termiche nel calcolo di quella corretta. In particolare, poiché secondo l'approccio standard le chiusure sono utilizzate durante le ore notturne quando il gradiente termico è maggiore e quindi sono maggiori le dispersioni, il peso della $U_{w,s}$ è maggiore di quello della U_w senza schermature. L'approccio standard prevede che le chiusure siano utilizzate per 12 ore ma il valore di f_{shut} è almeno pari a 0,6 quando non è altrimenti specificato, proprio per tener fede a quanto detto in precedenza.

$U_{w,corr}$ si calcola quindi facendo una media, pesata sul numero di ore e sulla differenza di temperatura, delle due trasmittanze.

Si è introdotto il concetto di **approccio standard** che sarà ripreso in seguito, ma qui si vuole sottolinearne l'importanza: l'uso di tale approccio svincola l'ingegnere dalla soggettività con cui l'utente può utilizzare le chiusure oscuranti, ad esempio, e quindi consente di realizzare conti che hanno validità universale, indipendentemente dall'uso reale che si sta facendo dei vari componenti dell'involucro e dell'impianto.

2.2 Trasmittanza termica solare

Si analizzi il bilancio radiativo su un componente finestrato e sia I l'**irraggiamento solare incidente sulla superficie vetrata** espresso in $\left[\frac{W}{m^2} \right]$. È noto che parte di questo irraggiamento viene riflesso, parte assorbito e parte trasmesso. Siano α, ρ, τ i coefficienti di assorbimento, riflessione e trasmissione rispettivamente. La potenza trasmessa per unità di superficie vale quindi $I\tau$, ma questo termine non comprende tutta l'energia che entra all'interno dell'edificio attraverso la finestra, dal momento che è necessario tener conto anche di un fenomeno secondario ma importante. La potenza assorbita per unità di superficie $I\alpha$ fa riscaldare il vetro anche fino a 30-40 °C di conseguenza esso emetterà del flusso termico per irraggiamento ad alta lunghezza

usino tali schermature diventando $g_{gl,sh}$ o più semplicemente g_{gs} . Lo schermo può essere collocato all'interno, in intercapedine o all'esterno e dai calcoli si evince che la posizione che dà la maggior diminuzione di g è quella esterna perché in questo modo si evita il fenomeno dell'assorbimento. g_{gs} , norma **UNI EN 13363-1**, è funzione di:

- *fattore di assorbimento solare della schermatura α_s ;*
- *fattore di trasmissione solare sistema vetrato g ;*
- *costanti empiriche che dipendono da U_g e quindi dal tipo di vetro;*
- *fattore di trasmissione solare schermature τ_s .*

Se diminuisce g diminuisce la quota di energia solare che entra attraverso la finestra e questo è utile per ridurre il carico termico in estate.

La norma **UNI TS 11300-1** fornisce il valore del rapporto $\frac{g_{gl,sh}}{g_{gl}}$ e quindi conoscendo g_{gl} si può risalire a $g_{gl,sh}$.

Quando invece ci sono delle schermature ortogonali alla superficie vetrata quali aggetti, edifici, alberi ecc. si deve calcolare il **fattore di riduzione per ombreggiatura** che in realtà tiene conto dell'irraggiamento solare sia sui componenti opachi che su quelli trasparenti dell'involucro.

Nel caso di più aggetti od ostruzioni della stessa tipologia si tiene conto di quello che determina l'angolo maggiore o di quello che per esposizione incide maggiormente. Per il calcolo si considera la superficie su cui incide l'ombreggiamento, si calcola il baricentro e si individuano la profondità h e la distanza d dell'aggetto; l'angolo è dato da

$$\beta = \tan^{-1} \frac{h}{d} \quad (\text{eq 2.7})$$

In base al valore di β e della latitudine dalle tabelle si ricavano i valori di F_{hor} , F_{ov} , F_{fin} e il valore di $F_{sh,ob}$:

$$F_{sh,ob} = F_{hor} * \min(F_{ov}, F_{fin}) \quad (\text{eq 2.8})$$

ossia il fattore di ombreggiamento è calcolato come il prodotto tra il fattore di ombreggiamento esterno e del minore tra il fattore di ombreggiamento di aggetto orizzontale e verticale.

2.2.3 Bilancio sull'involucro trasparente

Per calcolare il flusso solare attraverso una finestra non si deve utilizzare la formula $I_g A$ dal momento che essa è una formula semplificata che non tiene conto degli ombreggiamenti e delle schermature. Una formula più generale e meno restrittiva per il calcolo dettagliato del flusso solare attraverso una superficie vetrata terrà pertanto in considerazione il fattore di ombreggiamento, l'area solare e l'irradianza solare.

$$\Phi_{sol,k} = F_{sh,ob,k} * A_{sol,k} * I_{sol,k} \quad (\text{eq 2.9})$$

dove

- $I_{sol,k}$ è l'irradianza solare incidente sul k-esimo componente finestrato;

Ci sono anche dei valori limite per $g_{gl,sh}$ che deve essere $< 0,35$ in tutte le zone climatiche al fine di incentivare l'utilizzo delle schermature.

- calcolo dell'energia richiesta dall'edificio, indipendentemente dal tipo di impianto utilizzato;
- scelto l'impianto, e quindi essendo note le sue proprietà, si procede al calcolo dell'energia primaria che si deve spendere per garantire la temperatura di set point.

Tale analisi è utile per verificare il rispetto delle norme, confrontare fra loro diversi edifici, valutare il fabbisogno energetico di un parco edilizio o ancora di valutare la possibilità di migliorare le prestazioni di edifici già esistenti al fine di conseguire un risparmio energetico.

Esistono tre tipi di valutazione energetica:

- il **design rating** prevede l'utilizzo di condizioni climatiche e di un uso standard dell'edificio esistente solo sul progetto (non è stato ancora costruito);
- l'**asset rating** impone condizioni climatiche e di utilizzo standardizzate di un edificio reale;
- il **tailored rating** valuta l'edificio reale con clima e utilizzo reali.

Il clima standard è riferito a condizioni climatiche medie di una località che si sono verificate negli ultimi 20 anni e tipicamente non corrisponde al clima reale di un anno in particolare. L'utilizzo standard dell'edificio riguarda la ventilazione, il consumo di acqua calda sanitaria, della temperatura di set point e il tempo di funzionamento dell'impianto che, essendo fortemente soggettive ossia legate alla contingenza del singolo individuo, vengono rese oggettive da tale approccio.

Da quanto detto solo la terza tipologia di valutazione si avvicina molto al consumo reale di energia da parte dell'edificio e solo con essa si è in grado di apportare reali migliorie o dal punto di vista comportamentale dell'utente o dal punto di vista del miglioramento delle proprietà dell'involucro per ottenere un reale risparmio energetico. Invece il fabbisogno energetico calcolato per la certificazione energetica è basato sull'approccio standard e quindi non si può associare ad esso il consumo letto sulla bolletta.

Si prende in considerazione l'asset rating e quindi ci si riferisce ad un edificio reale i cui dati di ingresso, clima e uso, sono standardizzati.

3.2 Calcolo dell'energia richiesta dall'impianto di climatizzazione

Si è già messo in evidenza che l'edificio è considerabile, dal punto di vista termodinamico, come un sistema aperto dal momento che esso scambia sia massa (nella ventilazione) che energia. Quindi è opportuno scrivere l'equazione della conservazione dell'energia per i sistemi aperti. Le forzanti sono racchiuse nel clima e l'impianto è lo strumento con cui si garantiscono la temperatura e l'umidità relativa di set point.

L'involucro è la superficie di controllo che delimita il volume di controllo che è

è una delle ipotesi più forti di tale impostazione soprattutto quando l'edificio è poco massivo perché si ha poca inerzia e quindi poca capacità di accumulo.

Più che alle energie si è interessati, in questa prima fase, alla potenza e quindi si divide l'equazione precedente per Δt e si fa il limite per Δt che tende a zero introducendo di fatto le potenze. Il passaggio è necessario per il dimensionamento dell'impianto e in particolare si deve valutare qual è la potenza massima che l'impianto deve essere in grado di fornire. A questo scopo si considera il caso invernale e si riscrive l'equazione di bilancio mettendo in evidenza al primo membro la potenza dell'impianto.

$$\dot{Q}_{H,nd} = \dot{Q}_{H,tr} + \dot{Q}_{H,ve} - \dot{Q}_{int} - \dot{Q}_{sol} \quad (eq\ 3.5)$$

Al fine di individuare la potenza termica massima di riscaldamento che l'impianto deve poter fornire ci si pone nelle condizioni peggiori ovvero si considerano nulli gli apporti gratuiti ($\dot{Q}_{sol} = \dot{Q}_{int} = 0$) e si prende la temperatura esterna uguale alla temperatura più bassa mai raggiunta in quella località negli ultimi 10-15 anni che per Torino è pari a -8°C , detta **temperatura di progetto**; in questo modo si valutano le condizioni operative più gravose per l'impianto. Ciò è necessario per evitare un sovradimensionamento o un sottodimensionamento. Bisogna anche tener presente che tali condizioni si verificano molto raramente e quindi, per la maggior parte della sua vita l'impianto fornirà una potenza inferiore a quella di progetto ovvero lavorerà a **carico parziale**, di qui l'importanza di far riferimento alla potenza media e non a quella massima per il calcolo del fabbisogno energetico dell'impianto e quindi dell'edificio. *La potenza massima o di progetto è utile per il dimensionamento dell'impianto mentre la potenza media, valutata su un certo periodo di tempo, è utile per stabilire quanta energia è richiesta dall'impianto in quel periodo di tempo.*

Un ragionamento del tutto analogo può essere fatto per l'estate ma i carichi risultano invertiti: il carico è rappresentato dalla radiazione solare entrante, dagli apporti interni di occupanti e di apparecchiature mentre gli apporti gratuiti sono dati dalla ventilazione e dalle dispersioni attraverso l'involucro. Si continua a parlare di dispersioni anche nella stagione estiva perché la temperatura esterna mediata sulle 24 ore è minore, in molte località italiane, di quella che si deve garantire all'interno dell'ambiente, ne risulta quindi un flusso netto uscente dall'edificio.

$$\dot{Q}_{C,nd} = \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{sol} - (\dot{Q}_{C,tr} + \dot{Q}_{C,ve}) \quad (eq\ 3.6)$$

Il bilancio fatto è stazionario quindi potrebbe essere poco verosimile, soprattutto quando si hanno delle forzanti molto variabili nel tempo. In particolare si deve tener conto della capacità termica areica interna dell'involucro rispetto alla possibilità di mantenere costante la temperatura interna accumulando il calore in eccesso nelle pareti (si ricordi che i primi 10-15 centimetri della parete, se sono massivi, partecipano attivamente al bilancio con l'aria e quindi possono aiutare ad accumulare gli apporti gratuiti e a spenderli in un secondo momento, evitando eventuali surriscaldamenti nella stagione invernale e sotto raffreddamenti in quella estiva). Di questo si tiene conto introducendo il coefficiente η noto come **fattore di utilizzazione** che di inverno

controllo che sono alla stessa temperatura e che sono servite dallo stesso impianto. Sostanzialmente si deve necessariamente considerare zone termiche differenti quando

- *la differenza di temperatura è maggiore di 4K (la temperatura interna è legata alla destinazione d'uso dell'edificio);*
- *ci sono due impianti diversi che servono ambienti diversi.*

Praticamente si fa la suddivisione in diverse zone termiche quando ci sono edifici che hanno diversa destinazione d'uso e sono serviti da impianti diversi.

All'interno della stessa zona termica si può poi scendere ulteriormente nei dettagli ma il fabbisogno di energia primaria è unico perché l'impianto è lo stesso per tutti gli ambienti che afferiscono alla stessa zona. Per quanto riguarda le dimensioni della zona si usa come limite la mezzera dei muri divisorii nel caso di zone diverse separate da tramezzi o solai interpiani, mentre se il muro è esterno come dimensione si fa riferimento all'estradosso del muro.

Si è detto che la temperatura interna è funzione della destinazione d'uso dell'edificio che è indicata nel **DPR 412/93** (decreto del Presidente della Repubblica) che raggruppa gli edifici in diverse categorie da E1 a E8.

Si considera come temperatura di set point invernale 20°C per i locali la cui destinazione d'uso non è nota e per gli edifici confinanti e singole UI dotate di impianto autonomo; analogamente nel caso estivo ma con temperatura di set point pari a 26°C.

Questi valori di temperatura sono quelli che dovrebbero garantire il benessere. In alcuni casi il benessere coincide con il confort termo-igrometrico dell'occupante mentre in altri casi il benessere è interpretato in termini di sicurezza e di salute dei lavoratori (settore industriale).

Al di fuori dell'asset rating può essere interessante valutare i dati climatici che sono forniti dalla norma **UNI 10349** che fornisce i dati della temperatura esterna mese per mese ovvero delle condizioni al contorno. Infatti è lecito domandarsi per quanto tempo debba estendersi la stagione di riscaldamento e per quanto quella di raffrescamento. Il **DPR 70/2013** fornisce il periodo di tempo per cui si deve tenere obbligatoriamente acceso l'impianto, in funzione della zona climatica. Possono esserci anche delle eventuali deroghe estensive.

Quando non si vuole fare un'analisi convenzionale si può far riferimento al parametro γ (norma **UNI EN ISO 10790**) per valutare il periodo di tempo di riscaldamento e di raffrescamento. Nel caso del raffrescamento γ_H è *definito come il rapporto tra apporti e dispersioni, valutato giornalmente. Per tutto il periodo in cui il valore di γ_H è minore di un certo valore limite si deve garantire il funzionamento dell'impianto di riscaldamento.* Nel caso del riscaldamento non ci sono norme che regolano il periodo di riscaldamento e un criterio utile per la sua individuazione è analogo a quello visto per il riscaldamento. Si introduce il parametro γ_C *definito come il rapporto tra le dispersioni e gli apporti e la stagione di raffrescamento si estende a tutti i giorni per i*

contributi solari e quindi non si andranno ulteriormente a sottrarre dal bilancio. Poiché il bilancio è scritto in termini di energia, le potenze vengono moltiplicate per un tempo che solitamente è pari al numero di ore del mese.

Riassumendo lo scambio termico per trasmissione è caratterizzato da tre contributi:

- contributo di dispersione $H_t(\theta_{int} - \theta_e) * \Delta t$ dove H_t è il coefficiente globale di scambio termico calcolato come visto al §1.2.4;
- dispersioni verso la volta celeste nelle lunghezze d'onda dell'infrarosso;
- apporto dovuto alla radiazione solare incidente sul componente opaco che è un contributo che riduce le dispersioni per trasmissione e quindi va sottratto, se non si calcola la temperatura sole aria. È dato dalla somma di due contributi, uno diretto che prevale, e uno indiretto che è nella maggior parte dei casi trascurabile.

SACAMBIO PER VENTILAZIONE ($\dot{Q}_{H,ve}; \dot{Q}_{C,ve}$)

Si introduce un **coefficiente globale di scambio termico per ventilazione** H_{ve} che è dato dal prodotto della densità, del calore specifico del fluido termovettore e della portata. La determinazione della portata richiede un certo livello di attenzione. Essa è infatti moltiplicata per un fattore correttivo b_{ve} che è l'analogo del b_{tr} e che tiene conto delle eventuali trasformazioni termiche che la portata subisce all'interno dell'impianto. In particolare se $b_{ve} = 1$ si sta immettendo dell'aria esterna non trattata termicamente mentre se $b_{ve} \neq 1$ l'aria immessa è pretrattata dall'impianto. In altre parole, b_{ve} corregge la differenza di temperatura fra l'aria interna e l'aria esterna al fine di tener conto di eventuali trattamenti dell'aria.

Si distingue tra una **ventilazione di riferimento** e una **ventilazione effettiva**.

La ventilazione di riferimento considera equivalenti la ventilazione naturale e quella meccanica e dunque è indipendente dal modo in cui effettivamente si realizza l'introduzione dell'aria nell'ambiente e la norma suggerisce di far riferimento all'aerazione naturale in condizioni standard.

*La ventilazione effettiva considera l'effettiva modalità con cui viene immessa l'aria all'interno dell'ambiente che può essere naturale, meccanica, aerazione, introdotta dall'impianto ecc. Nel caso in cui si usi come ventilazione effettiva quella naturale allora la ventilazione di riferimento e quella effettiva di fatto coincidono. Per il calcolo della portata si considera la ventilazione di riferimento. La norma **UNI 10339** fornisce la portata d'aria minima di ventilazione per un dato ambiente in funzione della sua destinazione d'uso; tuttavia per gli edifici appartenenti alla categoria E1 ed E8 si usa un **ricambio orario** indicato con $n [h^{-1}]$ e che indica il numero di ricambi del volume di aria contenuto nell'ambiente in un ora. Nell'approccio standard per la ventilazione naturale di edifici di classe E1 si ha che $n = 0,5 h^{-1}$. Infine si moltiplica la portata per un fattore C che però, nella maggior parte dei casi, è uguale ad 1.*

CARICHI INTERNI E CARICHI SOLARI ($\dot{Q}_{int}; \dot{Q}_{sol}$)

I carichi interni sono dati dalla somma di sue sommatorie. Da un lato ci sono i flussi

raffreddamento entrambi non utili dal momento che si è interessati al mantenimento della temperatura di set point e quindi, di fatto, essi si traducono in un carico maggiore per l'impianto sia di riscaldamento che di raffreddamento. Non si ha l'effetto utile perché le proprietà dinamiche, ed in particolare la capacità termica areica interna, non è sufficiente ad accumulare tutti gli apporti gratuiti e quindi parte di essi vengono rilasciati subito comportando variazioni della temperatura. Fenomeni di questo genere si verificano soprattutto nelle mezze stagioni.

Dal grafico riportato nelle slide si vede che il profilo degli apporti è basso durante la notte, dove prevalgono le dispersioni, e tende ad aumentare durante il giorno per riprendere a diminuire nelle ore serali. Il profilo delle dispersioni è alto durante la notte e diminuisce durante il giorno; in talune circostanze, nella stagione estiva, può anche invertire il segno e diventare un flusso entrante.

- $Q_{ht,gn}$ sono le dispersioni compensate dagli apporti;
- $Q_{ht,extra}$ sono le dispersioni non compensate dagli apporti e rappresentano una necessità di riscaldamento, sono le dispersioni in più al netto degli apporti utili;
- Q_{ht+} è l'energia associata al flusso entrante, tipicamente è una quantità trascurabile rispetto alle altre;
- $Q_{gn,extra}$ sono gli apporti che sono in più rispetto alle dispersioni e quindi indicano una necessità di sotto raffreddamento.

Supponendo che in un giorno tipo della stagione invernale $Q_{ht+} = 0$, si può dire che il fabbisogno di riscaldamento è dato dalla dispersione extra ovvero da tutte le dispersioni diminuite della quantità bilanciata dagli apporti interni. Quindi si può introdurre un rapporto tra la quantità di apporti gratuiti che sono effettivamente utili (ovvero quelli che vanno a compensare esattamente le dispersioni) e tutti gli apporti gratuiti. Si individua in questo modo quella frazione di apporti, rispetto al totale degli apporti gratuiti, che è utile a bilanciare le dispersioni. Questo rapporto è proprio $\eta_{H,gn}$. Quando $\eta_{H,gn} = 1$ tutti gli apporti gratuiti sono utili quindi non si avrà mai un surriscaldamento, $\eta_{H,gn} < 1$ indica che una parte degli apporti non è utile in quanto supera le dispersioni e provoca un surriscaldamento.

Nella stagione estiva Q_{gn} è dato dalla somma di tutti gli apporti extra al netto di quelli che sono bilanciati dalle dispersioni le quali vanno quindi a ridurre gli apporti gratuiti più il termine Q_{ht+} che in estate non sempre è trascurabile. Si introduce in questo caso il rapporto $\eta_{C,ls}$ tra tutte le dispersioni che compensano gli apporti gratuiti (e che risultano essere per tanto utili) e le dispersioni totali. Quando $\eta_{C,ls} = 1$ tutte le dispersioni sono utili e non si ha sotto raffreddamento; quando $\eta_{C,ls} < 1$ non tutte le dispersioni sono utili e quelle in eccesso danno luogo ad un sotto raffrescamento.

Un apporto o una dispersione è più o meno utile in funzione delle proprietà dinamiche dell'involucro opaco e in particolare dipende dalla capacità termica areica interna e dal rapporto tra apporti e dispersioni. Quanto più è alto questo rapporto tanto più η è basso e quindi è maggiore la frazione non utile degli apporti. Per gli edifici leggeri si

4-Calcolo del fabbisogno di energia primaria di un edificio per il riscaldamento

4.1 Generalità

Nel capitolo precedente si è calcolata la potenza che l'impianto deve necessariamente fornire (nel caso invernale) o sottrarre (nel caso estivo) affinché siano garantite le condizioni di set point all'interno del volume di controllo. Ora l'obiettivo è, partendo dal fabbisogno di energia dell'edificio, valutare l'energia primaria che si deve fornire all'impianto per il suo funzionamento nella stagione del riscaldamento. Risulta fondamentale il calcolo delle perdite che si hanno in tutte le sottosezioni in cui può essere scomposto l'impianto. La metodologia del calcolo è inversa rispetto al verso del flusso termico poiché si parte dall'energia fornita dall'impianto e si va a ritroso fino a risalire alla fonte di energia primaria spesa. Per ogni sottosistema si valutano le perdite e le si sommano alla quantità di energia che è all'uscita del sottosistema in modo da ottenere l'energia che c'è all'ingresso. Le perdite sono dovute al fatto che le trasformazioni e gli scambi di energia non sono mai ideali. Importante è quindi identificare i vari sottosistemi dell'impianto, quali siano le loro perdite e da cosa dipendano.

L'impianto può essere scomposto in 5 sottosistemi principali; partendo dall'edificio e procedendo a ritroso si incontrano:

- **terminale di emissione:** è il sistema attraverso il quale viene immessa in ambiente l'energia per il riscaldamento (ma può anche essere sottratta nel caso del raffrescamento estivo). È il componente che deve avere all'uscita esattamente la quantità di energia che si è calcolata nel capitolo precedente, ovvero il $Q_{H,nd}$ o il $Q_{C,nd}$. Pertanto il calcolo del fabbisogno energetico dell'impianto fornisce, indirettamente, anche il primo dato per il calcolo del fabbisogno di energia primaria dell'edificio. I terminali sono i radiatori, i fan coil, i termoconvettori, i pannelli radianti o i diffusori. Dall'elenco fatto è evidente che ci sono sia **terminali idraulici**, ovvero che usano acqua come fluido termovettore, **sia terminali aerulici**, che usano aria come fluido termovettore.
- **Sistema di regolazione:** ha il compito di regolare l'emissione o la sottrazione di calore in ambiente. In base all'efficienza della regolazione si possono avere diverse entità di perdite nel sistema. Se il sistema non è in grado di regolarsi si avranno delle maggiori dispersioni di energia da tenere in considerazione. È il cervello dell'impianto.
- **Sistema di distribuzione:** ha il compito di trasportare il fluido termovettore. Se esso è allo stato liquido si parla di tubi mentre se è allo stato aeriforme si parla di canali o di condotti.

alla fonte di energia primaria. Per far questo è indispensabile partire dal terminale di emissione in quanto di esso è nota la quantità di energia all'uscita e quindi, noto anche il rendimento, si ricava l'energia all'ingresso e così via fino al generatore; l'energia all'ingresso del generatore la si converte in energia primaria e la si somma all'energia elettrica spesa per il funzionamento degli ausiliari avendola preventivamente convertita in energia primaria. Come anticipato si farà riferimento al caso del riscaldamento. La norma di riferimento è la **UNI/TS 11300-2**.

L'impianto può essere usato per produrre

- **acqua calda sanitaria** nel qual caso è assente il sottosistema di regolazione;
- **acqua calda per il riscaldamento** e in questo caso c'è anche il sottosistema di regolazione;
- **acqua calda sanitaria e acqua calda per il riscaldamento**.

Tra le perdite dei vari sottosistemi è importante individuare quelle che sono **recuperabili** e quelle **non recuperabili**. A titolo di esempio si consideri il sottosistema di distribuzione che può attraversare un muro o un pavimento. Parte delle dispersioni di energia sono recuperate perché sono immesse all'interno dell'ambiente e contribuiscono quindi al riscaldamento soddisfacendo una parte dell'energia richiesta per il mantenimento della temperatura di set point. Se non si tenesse adeguatamente conto delle perdite recuperabili si rischierebbe un notevole sovradimensionamento dell'impianto e quindi un surriscaldamento dell'ambiente. Il bilancio di energia di un generico sottosistema x costituente l'impianto può essere scritto come

$$Q_{in,x} = Q_{out,x} + (Q_{l,x} - Q_{lrh,x}) - Q_{aux,lrh,x} \quad (eq\ 4.1)$$

in cui

- il termine $(Q_{l,x} - Q_{lrh,x})$ rappresenta le perdite al netto di quelle recuperate;
- $Q_{aux,lrh,x}$ esprime le perdite di energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici.

Sono possibili due metodologie di calcolo. La prima prevede il calcolo dettagliato dei rendimenti dei singoli sottosistemi, evidenziando quali sono le perdite recuperabili e quelle non recuperabili di ogni sottosistema; la procedura consente un risultato abbastanza accurato ma non è affatto semplice e sicuramente molto dispendiosa di tempo. Il secondo è un metodo semplificato proposto dalla norma che fornisce, in base alla tipologia di sottosistema e alle sue caratteristiche, dei rendimenti semplificati dai quali è possibile risalire alla fonte di energia primaria. Quest'ultimo metodo, che è quello illustrato di seguito, consente un calcolo più rapido ma meno accurato in quanto i rendimenti sono sottostimati e quindi si sottostima l'impianto. È obbligatorio usare il metodo dettagliato per gli edifici di nuova costruzione mentre per gli edifici già esistenti si può utilizzare il metodo semplificato o indiretto.

scorta di questa informazione, emette un segnale in uscita diretto all'**attuatore** che ha il compito di variare l'energia termica fornita in ambiente, favorendo la variazione della grandezza che si vuol controllare. Tipicamente la grandezza che si vuole controllare è la temperatura, detta di **set point** e quindi il controllore assume le sembianze di un **termostato**. Alla temperatura di set point è sempre associata una **banda di regolazione**, ovvero un intervallo di temperatura più o meno ampio in cui non si ha regolazione; la regolazione è tanto più fine quanto più è piccolo questo intervallo. L'attuatore può essere un semplice **interruttore** (funzionamento ON/OFF) oppure può essere un **attuatore modulante** che ha il pregio di evitare il transitorio che si verifica nei cicli on/off (il così detto **pendolamento**) e che è in grado di seguire di volta in volta le variazioni di temperatura e di mantenerla il più costante possibile. È possibile realizzare una **regolazione di zona** usando un unico termostato collocato in una posizione che dovrebbe avere una temperatura che è indicativa della temperatura media di tutta la zona considerata e quindi la regolazione è effettuata in funzione della temperatura lì misurata; oppure si può realizzare una **regolazione per ambiente**, più fine della precedente e anche più efficiente, che prevede di dotare i terminali di emissione di opportune **valvole** con le quali si può prelevare a seconda delle esigenze la quantità di calore desiderata. Una terza possibilità è la **regolazione climatica** con la quale si controlla la temperatura del fluido termovettore da inviare nel terminale di emissione in funzione della rigidità del clima esterno. Questa regolazione, se non accoppiata con una regolazione più fine come possono essere quella di zona o quella ambientale, non è molto efficiente perché non tiene conto degli eventuali apporti gratuiti di natura solare o interna che potrebbero dar luogo ad un surriscaldamento. In altre parole, *la regolazione climatica è cieca rispetto all'ambiente interno.*

La regolazione della potenza immessa può essere effettuata o variando la temperatura del fluido termovettore o variando la portata introdotta. La temperatura si modifica mediante una valvola a tre vie mentre la portata si può modificare con una pompa a numero di giri variabile nel caso il fluido termovettore sia liquido oppure con un ventilatore nel caso il fluido termovettore sia un aeriforme come accade nei fan coil.

I sistemi di regolazione possono essere

- **brutal** quando si usa come attuatore un interruttore che accende o spegne l'impianto a seconda della necessità di regolare o meno la temperatura di set point. La regolazione è poco efficiente e non fine: l'impianto o è acceso o è spento senza altre possibilità intermedie. È un metodo di regolazione adatto a quegli ambienti che sono poco sollecitati, mentre è fortemente sconsigliato quando l'ambiente o la zona è fortemente sollecitata. Con una grande inerzia termica e