



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 945

DATA: 28/04/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Caviggioli

MATERIA: Termofisica dell'edificio

Prof. Perino

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.**

6/3/2013

EXCURSUS STORICO FILOSOFIA DI PROGETTO.

L'esigenza di costruire un edificio nasce dalla ricerca di sicurezza e per proteggersi dall'ambiente esterno (sbalzi climatici).

1° PERIODO

Essendo le risorse e le conoscenze scarse (si brucia la legna come unica fonte di riscaldamento), si costruiscono edifici che sfruttino al meglio le risorse dell'ambiente esterno; si contestualizza quindi l'edificio in base al clima e all'orientamento che sfrutti al meglio le risorse.

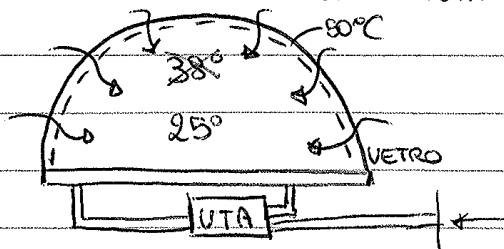
2° PERIODO (fine '800, Rivoluzione Energetica, scoperta petrolio e gas)

Nasce la produzione di impianti potenti e a basso costo. Negli anni '50 non ho più problemi per la collocazione dell'edificio perché nel caso faccio un impianto più grande. Ci si concentra di più sulla forma e sull'estetica; si creano però dei mostri che divorzano energia creando danni all'ambiente.

Es. Balla Lingotto di Renzo Piano

D'estate entra una quantità di radiazione elevata; è quindi necessario un impianto di condizionamento (25°C)

UTA = UNITÀ TRATTATA
MENTO ARIA



Grazie all'impianto ho i gradi desiderati ma ho un comfort ambientale pessimo: si crea un DISCOMFORT LOCALE.

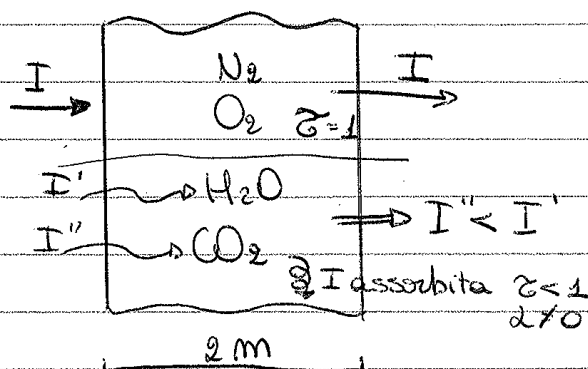
Nel 2010 viene emanata una RECAST della EPBD: questa prevede la costruzione degli ZEB (zero energy buildings) cioè edifici che, durante un anno, non producono energia NETTA; questo vuol dire che in alcuni periodi dell'anno si può produrre l'energia e in altri meno. Gli ZEB sono ancora molto costosi per cui per ora si costruiscono edifici NZEB (Nearly) quindi che hanno solo alcune caratteristiche come il fotovoltaico. Ogni Paese membro deve stabilire quanto un edificio deve essere nearly. È obbligatorio avere un'idea di progettazione integrata per ottimizzare l'intera energia (sia condizionamento, riscaldamento che luce artificiale). La filosofia di progettazione è quindi cambiata ed è obbligatorio pensare al sistema già quando si progetta la casa.

Bisogna realizzare un ambiente interno il più possibile compatibile con quello esterno. Si deve cercare di garantire delle temperature e delle umidità relative che rappresentino determinati comfort. Questi sono divisi in 4 ambiti:

- COMFORT TERMOIGROMETRICO
 - IAQ (Indoor Air Quality)
 - COMFORT VISIVO
 - COMFORT ACUSTICO
- } Insieme formano IEQ (Indoor Environmental Quality)

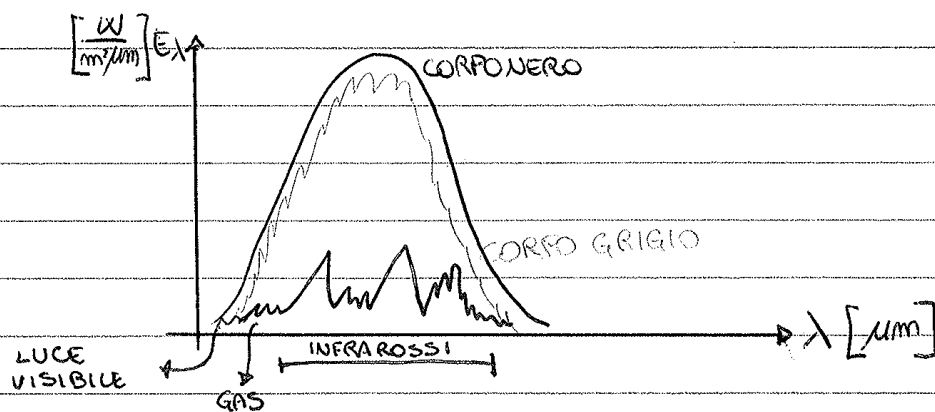
Il CEN (ente normativo europeo) ha creato una norma che rispetti gli IEQ che in Italia è la norma UNI EN 15251 che definisce i limiti entro cui la qualità ambientale è soddisfatta.

Ho un parallelepipedo in plexiglas di 2 m di spessore. All'interno ho aria inquinata.



Se nel plexiglas avessi una divisione tra N_2 e O_2 con H_2O e CO_2 , l'irraggiamento che passa nella prima parte rimane invariato perché $\alpha = 1$, H_2O e CO_2 sono invece triatomiche quindi hanno la capacità di assorbire ed emettere una radiazione elettromagnetica.

I gas sono emessi a "bande".



I gas hanno una lunghezza d'onda molto varia (caratteristica presente anche nella luce a scarico nei gas; per esempio il lampione ha il picco nella zona giallo-arancio).

In genere per la conservazione dell'energia per irraggiamento:

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad \text{assorbimento} + \text{trasmissione} + \text{riflessione}$$

Se $\alpha < 1$ le bande sono concentrate nel campo dell'infrarosso.

Quando si parla di temperatura si intende quella dell'ambiente, cioè aria e superfici indotte.

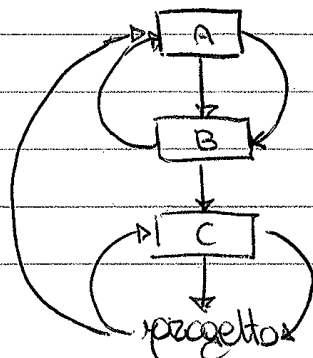
Cerco di ridurre gli inquinanti con la portata di aria di ventilazione, gli UR (UR) con la portata a vapore e T con Q.
Si deve fare un: \Rightarrow

BILANCIO DI MASSA E DI ENERGIA DELL'EDIFICIO.

Devo capire le esigenze dell'edificio in portata esterna ed interna.
Per dimensionare l'impianto di climatizzazione e di molti componenti impiantistici devo calcolare i CARICHI TERMICI che influenzano dimensioni, caratteristiche e taglia di:

- canali di distribuzione dell'aria,
- piping (insieme condotti + pezzi speciali come giunti) relativi ai fluidi termovettori,
- caldaie
- gruppi frigoriferi
- più in generale di tutti i sistemi di conversione energetica
- terminali di impianto e dei diffusori d'aria.

La progettazione è un progetto iterativo: devo partire dall'involucro e poi creare l'impianto. Ciò non è in contrasto con la filosofia da usare perché l'impianto deve rispettare determinati parametri e se ciò non avviene ricreo l'involucro; procedo dunque per ipotesi e tentativi.



12/3/2013

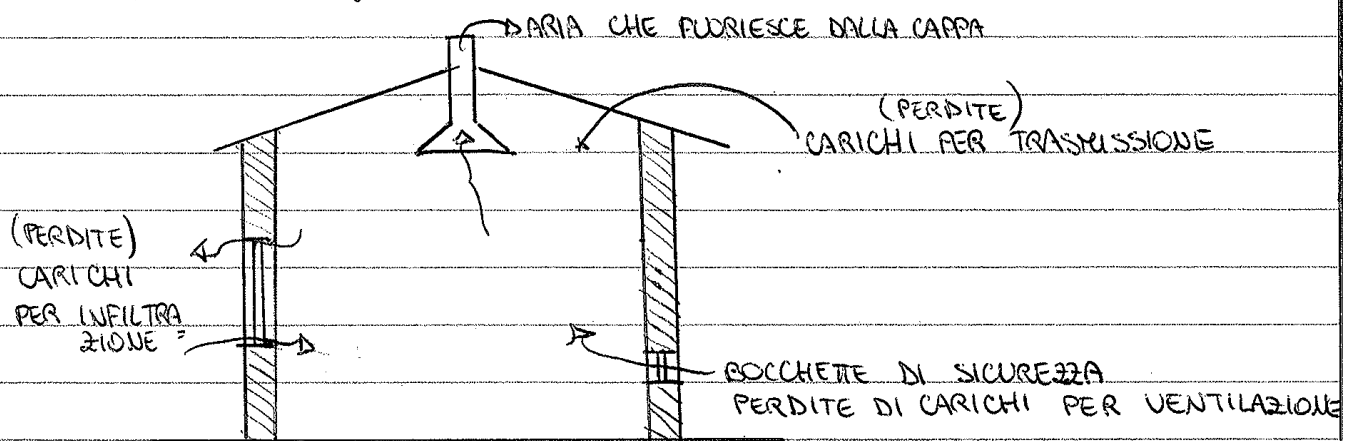
Lo studio dei carichi termici può essere finalizzato per perseguire e obiettivi diversi:

- la determinazione del valore di picco del carico termico, necessario al dimensionamento e al progetto dei sistemi impiantistici;
- la determinazione del profilo nel tempo del carico termico, necessario per effettuare la stima dei consumi energetici degli edifici connessi alla climatizzazione.

In entrambi i casi la procedura è basata sulla soluzione dell'equazione di conservazione dell'energia.

I carichi termici complessivi in un edificio risultano dalla combinazione di processi di trasmissione del calore per conduzione, convezione e irraggiamento e dei flussi entalpici connessi alle portate d'aria scambiate dallo spazio confinato con l'esterno. Posso fare una classificazione:

- CARICHI TERMICI PER TRASMISSIONE: flussi termici scambiati tra interno ed esterno attraverso le superfici di involucro (es. pareti perimetrali, facciate, coperture, finestre, ecc.)

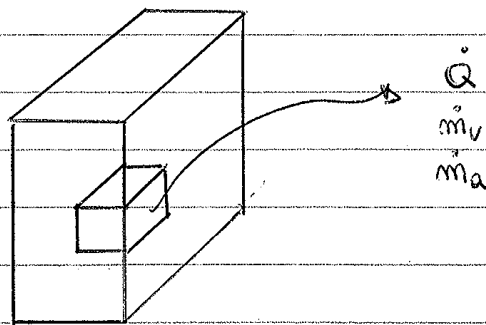


impiantistico, si controllano mediante fornitura/ sottrazione di calore all'ambiente. L'analisi e lo studio dei carichi sensibili si basa sull'EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA.

I carichi termici latenti riguardano il controllo dell'umidità relativa dell'aria ambiente, quindi, da un punto di vista impiantistico, si controllano attraverso l'immissione/sottrazione di un'opportuna portata di vapore d'acqua nel/dall'ambiente. La determinazione dei carichi latenti discende dall'equazione di conservazione DELLA MASSA SCRITTA PER IL VAPOR D'ACQUA. L'unico strumento efficace per controllare i carichi latenti è quello di utilizzare impianti ad aria.

È importante anche l'equazione di conservazione dell'aria secca.

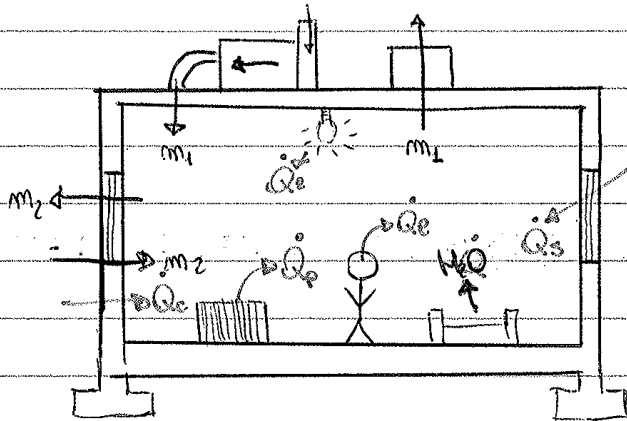
Supponiamo di avere un edificio adibito ad uffici; studio per ogni singolo ufficio le equazioni di conservazione dell'energia, del vapore d'acqua e dell'aria secca.



Determino il carico termico di progetto per ogni singolo ambiente con l'obiettivo di dimensionare i terminali di impianto (radiatori, bochette, ecc.) da inserire all'interno dell'ambiente

13/3/2013

Se considero un edificio come un sistema termodinamico, isolo l'ambiente interno; questo sarà soggetto di scambi di massa con l'ambiente esterno attraverso il sistema di climatizzazione: prendo l'aria dall'esterno, la tratto e la immetto nell'ambiente. Ovviamente tanta ne metto e tanta ne devo togliere.



Ho scambio ^{di massa} anche attraverso le piccole fessure dei serramenti. Poiché l'edificio scambia massa con l'esterno ho un sistema APERTO. Per quanto riguarda lo scambio di energia esistono dei flussi termici: flussi endogeni (quindi delle persone Q_e), flussi attraverso fessure (Q_c), flussi per irraggiamento (Q_s). L'ampadime Q_e

Smoltze ho scambi di vapore d'acqua (es. pentola con acqua che bolle, doccia, ecc.)

L'ambiente è quindi un sistema aperto che scambia energia, massa e vapore d'acqua.

Nell'ambiente in ventilazione naturale ho uno scambio latente.

EQUAZIONI DEL PRIMO PRINCIPIO PER L'AMBIENTE COSTRUITO.

È necessario scrivere un'equazione di bilancio delimitando bene il confine. Bisogna ricordarsi che:

- il volume di controllo per cui si scrivono l'equazioni di bilancio è rappresentato dall'aria contenuta all'interno dell'ambiente e

Simboli di fisica tecnica e normalizzata:

$\dot{Q} \rightarrow \phi$ [W] = flusso termico NETTO ($\phi = \sum \dot{Q}^+ - |\sum \dot{Q}^-|$ sommatoria di tutti i flussi entranti meno quelli uscenti) scambiato dal sistema termodinamico con l'ambiente esterno.

L_i = potenza meccanica netta all'asse (lavoro tecnico o all'asse).

h = entalpia massica del fluido entrante / uscente

e_c = energia cinetica massica del fluido entrante / uscente

e_g = energia potenziale gravitazionale del fluido entrante / uscente.

$\dot{m} \rightarrow G$ [kg/s]

$G_{usc, i}$ = m portate di fluido uscente dal sistema termodinamico

$G_{ent, j}$ = m portate di fluido entrante dal sistema termodinamico.

$\tau \rightarrow t$ = tempo

$\frac{dU}{dt}$ = variazione di energia interna nel tempo

Altri esempi:

$\dot{V} \rightarrow q_0 Q$ portata in volume

$T \rightarrow \theta$ temperatura.

BILANCIO DI ENERGIA SENSIBILE

Se si fissa l'attenzione sulla sola QUOTA SENSIBILE DELLE ENERGIE SCAMBIATE dal sistema termodinamico costituita dall'aria racchiusa all'interno di un generico ambiente con l'esterno, si osserva che $L_i = 0$ e che le variazioni di energia cinetica e potenziale delle portate di fluido (aria) in ingresso e in uscita sono trascurabili.

$L_i = 0$ perché non ci sono pareti mobili all'interno del sistema che compiono lavoro.

e_c trascurato perché quella uscente ed entrante sono simili

e_g trascurato perché opera ad altezze modeste.

Poiché viene considerata la sola quota sensibile delle energie scambiate ne deriva che l'unica grandezza che può determinare variazione di entalpia è la temperatura θ . Ovvero:

$$\Delta h_{u+x} = \Delta (c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x) \theta \cong (c_{p,a} + c_{p,v} \lambda) \cdot \Delta \theta = c_p \cdot \Delta \theta$$

$c_{p,a} \cong 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ \Rightarrow la capacità termica massica dell'aria
 $c_{p,v} \cong 1,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ umida può ritenersi costante: $c_p = c_{p,a} + c_{p,v} \lambda$

I flussi termici che influenzano il bilancio di energia si possono dunque distinguere in base alla natura del fenomeno che li genera e sono:

ϕ_c = flusso termico scambiato per convezione fra l'aria e le superfici interne delle pareti e dei divisori

ϕ_e = flusso termico dovuto ai carichi endogeni convettivi (è dato dalla sola quota convettiva); ciò vuol dire che se per esempio ho una lampadina da 50 watt, 20 sono ϕ_e e 30 scaldano la parete e poi ririsciacati tramite ϕ_c

ϕ_p = flusso termico ririsciacato dai terminali dell'impianto di climatizzazione.

$dU = d(g \cdot v \cdot c_v \cdot \theta)$ = variazione di energia interna del sistema termodinamico da considerare perché sono in regime transitorio; $dU = d(M \cdot u)$

$dU = d(g \cdot v \cdot c_v) = g \cdot v \cdot c_v \cdot d\theta$ \swarrow c_v = capacità termica massica a volume costante

Indicando con ϕ_a il termine di salto entalpico, cioè la differenza tra i flussi di entalpia uscenti ed entranti connessi con le

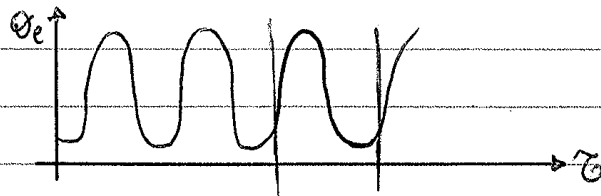
19/3/2013

Nel regime stazionario tutte le grandezze sono costanti nel tempo

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = 0 \quad \frac{\partial \phi}{\partial \tau} = 0$$

Nel regime variabile o dinamico alcune o tutte le grandezze sono variabili nel tempo (temperatura, flussi termici, ecc.)

REGIME PERIODICO STABILIZZATO: ipotesi semplificata in cui le grandezze sono variabili secondo un andamento periodico, con periodo pari usualmente a 24 h.



Il giorno è caratterizzato da un andamento sinusoidale. Dal giorno tipo per ogni mese avrò le studi che mi daranno un responso globale del comportamento dell'edificio durante l'arco dell'anno.

L'equazione di conservazione, oltre che in termini di potenza, si può anche scrivere in termini di energie:

$$Q_p = \int_0^{\tau} \phi_p \cdot d\tau$$

POTENZE \rightarrow W (Watt) ϕ o \dot{Q}

ENERGIE \rightarrow J (Joule) E o Q oppure kW·h

Esempio stufetta

Potenza stufetta = 1000 W consuma 1 kW·h

Quanti Joule ci sono in un kW·h?

$$\text{kW} \cdot \text{h} = 1000 \text{ W} \cdot 1 \text{ h} = 1000 \frac{\text{J}}{\text{s}} \cdot 3600 \text{ s} = 3600000 \text{ J} = 3,6 \text{ MJ}$$

BILANCIO DI MASSA DELL'ARIA SECCA

Un edificio ^{non} è un sistema impermeabile, e' sempre oggetto di scambi di aria umida tra interno ed esterno. Esisteranno sempre delle INFILTRAZIONI: perdita incontrollata e ingestibile dall'utente; vi sono migliaia di vie di trasmissione che possono essere sedi di passaggio di aria, ^{sono} causate dalla differenza di pressione Δp , fra interno ed esterno dell'edificio e sono anche totalmente variabili nel tempo. La PORTATA D'ARIA scambiata attraverso questi meccanismi e' quella di INFILTRAZIONE (G_i con esterno, G_L con locali limitrofi)

Accanto a questa portata ce n'è un'altra generata appositamente da sistemi di VENTILAZIONE: operazione volontaria e controllata di una portata d'aria esterna all'interno dell'edificio, necessaria per garantire un adeguato controllo della qualità dell'aria indoor (IAQ). Tale portata è la PORTATA D'ARIA DI VENTILAZIONE (G_v)

Di sistemi ibridi accoppiamo la ventilazione naturale con la ventilazione meccanica. Dalla ventilazione naturale ho il 70%-80%, ma nelle mezz stagioni si può inserire un piccolo impianto che completa il rimanente 20%-30% quando questo non è coperto dalla ventilazione naturale. La differenza sostanziale tra infiltrazione e ventilazione è che il valore delle infiltrazioni non si può mai sapere, mentre in progetto la ventilazione è nota.

In alcuni casi la stessa portata d'aria usata per ripulire gli ambienti viene usata anche come fluido termovettore, quindi se immessa a 40°C e non a 20°C oltre che ripulire, l'aria scalderà l'ambiente. Mantenendole concettualmente distinte indicherò quest'ultima come PORTATA DI IMPIANTO (G_p), anche se da un punto di vista fisico possono essere immesse ed estratte assieme.

L'equazione ~~scritta~~ di conservazione per la massa di aria secca è:

$$G_i^+ - G_i^- + G_L^+ - G_L^- + G_v^+ - G_v^- + G_p^+ - G_p^- = 0$$

Se ventilo un'aula e voglio essere sicuro che abbia una certa ventilazione posso mantenere una pressione minore (togliendo più aria di quella che metto) in modo che l'aria tenda a concentrarsi.

$$G_{\bar{p}} > G_{\bar{p}^+}$$

Per esempio in un ristorante farò in modo che nella cucina ci sia minore pressione per evitare la fuoriuscita di odori; lo stesso vale nei bagni. L'equazione diventa:

$$G_{\bar{p}^+} + G_{\bar{p}^-} + G_{\bar{p}^+} - G_{\bar{p}} = 0$$

BILANCIO DI MASSA DEL VAPORE D'ACQUA.

Il vapore d'acqua rappresenta l'altra componente che, assieme all'aria secca, costituisce la miscela "aria umida".

La soluzione dell'equazione di conservazione della massa del vapore d'acqua è fondamentale perché da essa dipendono i carichi latenti e di conseguenza la necessità o meno di effettuare operazioni di umidificazione/deumidificazione. Infatti, è grazie al controllo del vapore d'acqua che è possibile garantire il controllo della UR e assicurare il mantenimento all'interno dell'ambiente confinato del prefissato valore di progetto $\bar{\varphi}$.

$G_v \rightarrow (imv) \left[\frac{kg}{s} \right]$ portata vapore d'acqua

$\kappa = \left[\frac{J}{kg} \right] \approx 2500 \frac{kJ}{kg}$ calore latente

$\phi = \kappa \cdot imv [W]$ carico latente (potenza)

Per definire se una stanza è calda o fredda ho 4 parametri ambientali:

- temperatura dell'aria

me sono dell'ordine di grammi all'ora quindi posso trascurarli.
 Ricordando la definizione di umidità specifica o titolo dell'aria umida: $x = \frac{G_w}{G_a}$ (massa vapore d'acqua / massa aria secca) posso riscrivere l'equazione di bilancio della massa correlando le portate di vapore d'acqua con le rispettive portate d'aria secca:

$$G_i^+ \cdot x_e + G_L^+ \cdot x_L + G_V^+ \cdot x_V + G_{w,e}^+ - (G_i^- + G_L^- + G_V^-) \cdot \tilde{x}_i + G_{w,p} = 0$$

$G_{w,e}^+$ = portata di vapore d'acqua netta prodotta dalle sorgenti endogene

G^+ o G^- = portate d'aria secca entranti / uscenti.

Una volta che le G^+ entrano nell'ambiente si miscelano quindi quando esco saranno correlate ad un unico titolo \tilde{x}_i che rappresenta l'umidità specifica di progetto dell'aria interna.

Se l'ambiente ha un impianto che controlla l'umidità relativa, risolvo l'equazione andando a determinare l'incognita $\tilde{G}_{w,p}$ cioè la massima portata di vapore d'acqua che l'impianto dev'essere in grado di immettere o togliere nell'ambiente per mantenerlo ad un'umidità relativa di set-point desiderata.

Questa grandezza, se calcolata sulla base di opportune condizioni al contorno, rappresentative delle condizioni statisticamente peggiori, è detta carico igrometrico di progetto o carico termico calorico di progetto $\tilde{G}_{w,p}^*$.

Nel caso in cui non avessi un impianto di climatizzazione non mi interessa risolvere l'equazione di climatizzazione del vapore d'acqua ($\tilde{G}_{w,p} = 0$) ma l'incognita sarà \tilde{x}_i .

$$G_i^+ \cdot x_e + G_L^+ \cdot x_L + G_V^+ \cdot x_V + G_{w,e}^+ - (G_i^- + G_L^- + G_V^-) \cdot \tilde{x}_i = 0$$

legame tra titolo e valore di progetto umidità relativa:

$\tilde{x}_i \rightarrow \tilde{\varphi}_i = f(x; \theta)$ non esiste corrispondenza biunivoca tra x e φ perché quest'ultima dipende anche dalla temperatura θ .

ed ai carichi endogeni.

Nel 99,5% dei casi l'impianto sarà sovradimensionato: si progettano impianti in grado di ^{essere} regolati al fine di adeguare l'erogazione reale del sistema a quelle che sono le esigenze istantanee. Questo porta a garantire i requisiti ambientali ma è disastroso dal punto di vista dei consumi. La legge 373 pone dei limiti massimi alla potenza installabile: se non si riescono a rispettare i limiti si deve mettere più isolante anziché una caldaia più grande.

Al termine si ha:

$$\tilde{\Phi}_p(t) = \tilde{\Phi}_p = -\phi_c - \phi_a \rightarrow \text{flusso termico disperso mediante le pareti} \\ \text{carico termico di progetto per il riscaldamento} \rightarrow \text{flusso termico commesso alla ventilazione}$$

dove:

$$\phi_c = A \cdot U \cdot \Delta T \quad (\text{compare la trasmittanza})$$

$$\phi_a = -G C_p \Delta T$$

TEMPERATURA ESTERNA DI PROGETTO θ_e^*

Si fa riferimento alla norma UNI 5364.

Per esempio Torino possiede una $\theta_e^* = -8^\circ\text{C}$

La θ_e^* è la minima statisticamente rilevante, ovvero quella che si ha per più ore durante la giornata.

Ovviamente posso avere anche temperature esterne inferiori alla θ_e^* durante la giornata ma si deve tener conto del fatto che si hanno due fattori di sicurezza: ci si può riscaldare e ci sono i raggi solari.

TEMPERATURA INTERNA DI PROGETTO $\tilde{\theta}_i$

Si deve garantire il benessere degli occupanti, quindi occorre sviluppare un'analisi di comfort igrometrico, tenendo conto della destinazione d'uso dei locali, delle condizioni al contorno, della tipologia d'impianto utilizzata, ecc.

Vengono suggeriti i valori dalla norma UNI-EN 12831 come anche per la θ_e^*

Il valore di $\tilde{\theta}_i$ non è quello della temperatura dell'aria interna, ma quello della temperatura operante funzione sia della temperatura dell'aria sia della temperatura media radiante dell'ambiente.

FLUSSO TERMICO DISPERSO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE PARETI ϕ_c

In un edificio reale si ha, come minimo, una decina di trasmittanze differenti. Un buon progetto minimizza al massimo le variabilità.

La norma dice che ϕ_c risulta essere:

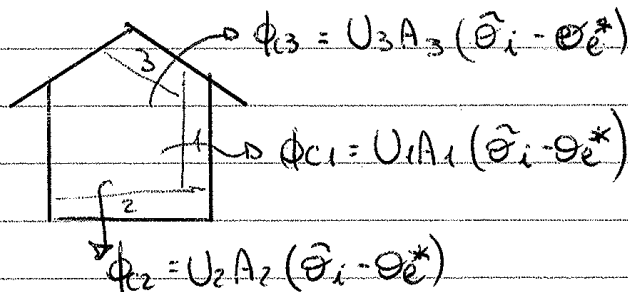
$$-\phi_c = (H_{T,e} + H_{T,mre} + H_{T,i} + H_{T,t}) \cdot (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

H_T = coefficiente di perdita per trasmissione.

L'uso degli $H_{T,e}$ permette di individuare l'importanza delle perdite nelle varie voci, e quindi mostrare maggior cautela progettuale nei confronti dell'elemento più critico ($H_{T,e}$).

COEFFICIENTE DI PERDITA PER TRASMISSIONE CON L'AMBIENTE ESTERNO $H_{T,e}$

È funzione della tipologia e delle caratteristiche di tutti gli elementi dell'involucro edilizio e dei ponti termici lineari che separano l'ambiente riscaldato dall'ambiente esterno.



$$\phi_c = \phi_{c1} + \phi_{c2} + \phi_{c3} = \underbrace{(U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3)}_{H_{T,e}} (\bar{\theta}_i - \theta_e^*) = H_{T,e} (\bar{\theta}_i - \theta_e^*)$$

$$\phi_c = (\sum UA + \sum \Psi l) (\bar{\theta}_i - \theta_e^*)$$

Quindi:

$$H_{T,e} = \sum_{k=1}^m A_k U_k e_k + \sum_{e=1}^m \Psi_e l_e e_e \quad e_k, e_e = \text{coeff. correttivi per l'esposizione della superficie}$$

Dove:

$\sum UA$ dipende dalle diverse partizioni delle pareti

$\sum \Psi l$ dipende dai ponti termici

U = trasmittanza termica della superficie che separa i ed e

Ψ = " " " lineare del ponte termico lineare

A = area della superficie

l = lunghezza ponte termico

Per calcolare b_u ho 3 possibilità:

$$- b_u = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_{i,mx}}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*} \quad \text{se conosco } \theta_{i,mx}$$

Però difficilmente conosco questa temperatura perché dipende da diversi fattori:

$$- b_u = \frac{H_{mx,e}}{H_{i,mx} + H_{mx,e}} \quad \text{USO LA PROCEDURA COMPLETA.}$$

Scrivo l'equazione di bilancio energetico anche per il valore non riscaldato. Queste H non hanno il pedice T perché non dipendono solo dalla trasmissione ma sono sommate anche alla ventilazione: sono coefficienti di perdita complessiva.

- Il metodo più utilizzato è la procedura SEMPLIFICATA. Si utilizza un θ_{mx} suggerito da valori tabellati in norme.

COEFFICIENTE DI PERDITA PER TRASMISSIONE CON AMBIENTI ADIACENTI RISCALDATI A TEMPERATURA DIVERSA $H_{T,i}$

(per esempio uffici con officina meccanica)

È funzione della tipologia e delle caratteristiche di tutti gli elementi dell'involucro edilizio che separano l'ambiente riscaldato dagli ambienti riscaldati a temperatura diversa. Non si considerano quindi i ponti termici.

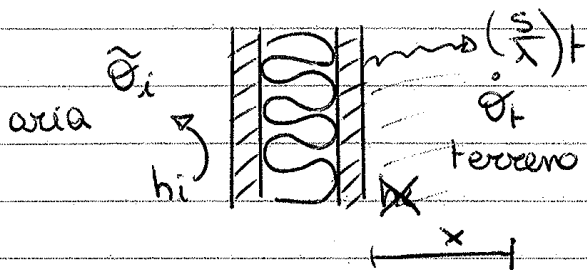
$$H_{T,i} = \sum AU \cdot f_{is}$$

Il fattore di temperatura f_{is} può essere determinato come:

$$f_{is} = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_s}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*}$$

con θ_s temperatura dell'aria dell'ambiente adiacente.

Se invece che due ambienti da una parte avessi il terzo ho una situazione diversa:

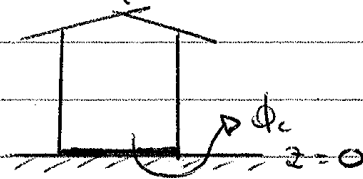


Dato che non so a che punto devo mettermi per avere un terreno che non venga disturbato da un flusso termico ho un'incognita x .

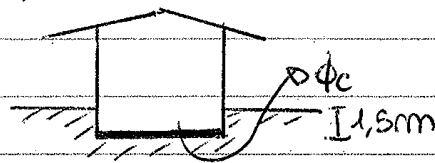
Nota il coefficiente B' e calcolata la trasmittanza termica del componente di involucro (come se si trattasse di un pavimento e/o una parete che separano due ambienti a diversa temperatura) è possibile ricavare la TRASMITTANZA EQUIVALENTE;

Ho 4 casi:

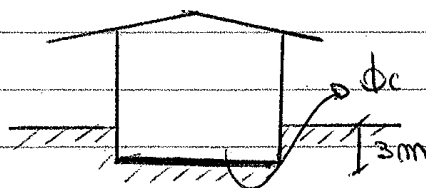
- pavimento disperdente posto a livello con il piano di campagna ($z=0$ m)



- pavimento disperdente appartenente a un volume interrato e riscaldato posto solo parzialmente al di sotto del piano di campagna ($z=1,5$ m)



- pavimento disperdente appartenente a un volume interrato riscaldato posto completamente al di sotto del piano di campagna ($z=3$ m)



9/4/2013

Nel caso delle perdite per ventilazione non in tutti i casi la voce incide sul bilanciamento dell'ambiente

Esistono configurazioni in cui l'energia non influisce sul bilancio dell'energia dell'ambiente ma sul bilancio di energia dell'impianto: bisogna fare attenzione a non conteggiare due volte

$$\begin{aligned}\phi_a &= \dot{m} c_p \Delta T \\ &= G c_p \Delta \theta\end{aligned}$$

\dot{m} = portata in massa dell'aria di ventilazione

Sapendo che

$$\begin{aligned}G &= \rho \dot{V} \\ \dot{V} &= q \\ \Downarrow \\ G &= \rho q\end{aligned}$$

$$\Rightarrow \phi_a = \rho q \cdot c_p \Delta \theta$$

Il flusso termico disperso per ventilazione ϕ_a è pari alla differenza fra i flussi di entalpia entranti e uscenti connessi con le portate di aria di ventilazione e infiltrazione

$$\phi_a = \sum_{i=1}^n \beta_i q_i c_{p,i} \Delta \theta_i$$

$$c_p = c_{p,a} + c_{p,v} x$$

q = portata volumetrica di aria che entra nell'ambiente riscaldato

ρ = massa volumica dell'aria

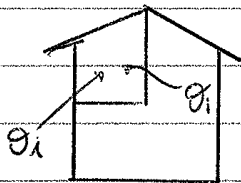
Per far comparire la differenza di temperatura fra ambiente interno riscaldato e ambiente esterno, la normativa introduce il coeff:

$q_{v,s}$ = portata volumetrica di aria di ventilazione proveniente da locali limitrofi a quello riscaldato;

ρ_{int} = massa volumica dell'aria

c_p = capacita' termica massica

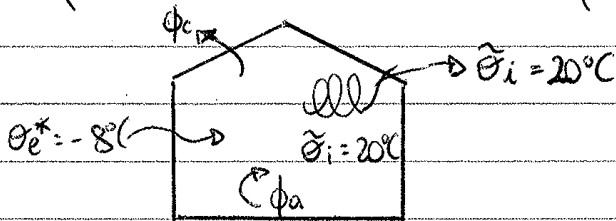
$f_{v,s}$ = fattore di riduzione del salto termico



$$f_{v,s} = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_{i,s}}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*}$$

$\theta_{i,s}$ = temperatura dell'aria all'interno dei locali limitrofi non riscaldati (o a temperatura $\neq \tilde{\theta}_i$). Se non lo conosco lo posso stimare dall'allegato D dell'allegato nazionale.

Nel caso sia presente un sistema di preriscaldamento dell'aria:



Ho ϕ_c di perdita che può essere ottimizzato andando a fare un buon isolamento.

l'aria entra a θ_e^* , si scalda fino a $\tilde{\theta}_i$ e quando esce sarà a $\theta = \tilde{\theta}_i$. Formisco all'aria ϕ_a riscaldandola.

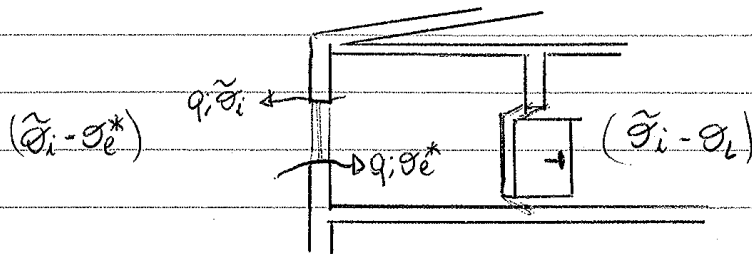
$$\phi_a = \rho q c_p (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

$$\phi_a = -\phi_c$$

L'aria che devo eliminare ha il vantaggio di essere a $\tilde{\theta}_i$, quindi calda: prima di eliminarla recupero il calore attraverso RECUPERATORI DI CALORE. Ho uno scambio di calore con θ in entrata a θ_e^* e in uscita a $\tilde{\theta}_i$ ma i due flussi sono separati nei condotti.

10/04/2013

CASO A) INFILTRAZIONI DI ARIA PER VENTILAZIONE NATURALE



Non essendo presente un impianto di ventilazione meccanica le uniche portate d'aria che interessano l'ambiente riscaldato sono quelle di infiltrazione d'aria esterna (salto termico $\tilde{\theta}_i - \theta_e^*$) e di aria dei locali limitrofi (salto termico: $\tilde{\theta}_i - \theta_L$).

Il problema nasce nel quantificare q ; potendo trascurare le infiltrazioni con locali limitrofi, si ha:

$$H_{v,i} = H_{v,e} \quad \text{e} \quad -\phi_a = \underbrace{H_{v,e}}_{q \rho c_p} (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

Se dovessi tener conto delle infiltrazioni ~~da~~ ^{con} locali limitrofi posso calcolarle con programmi tipo COMUS e CONTANT.

Per la quantificazione della portata q (che è molto variabile nel tempo) si assume:

$$q = \text{Max}(q_{\text{inf}}; q_{\text{ig}})$$

scelgo il peggiore tra i due per mettermi in sicurezza (la più grande).

q_{inf} = portata di aria per infiltrazione

q_{ig} = minima portata d'aria esterna per garantire una soddisfacente qualità dell'aria IAQ ai fini igienici.

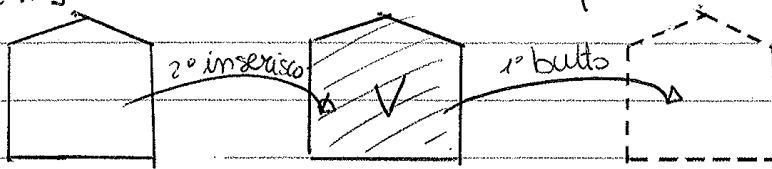
la norma prevede una portata minima al di sotto della quale l'aria è stantia; in questo caso bisogna cambiare l'aria.

Una stima di q_{inf} si può calcolare in maniera semplificata:

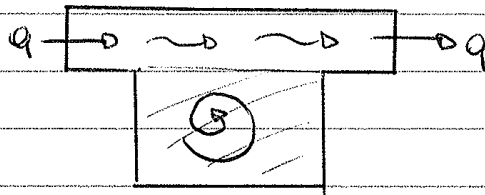
$$q_{\text{inf}} = l \cdot V \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \tilde{\theta}_i$$

Esempio:

$m = 1 \left[\frac{1}{h} \right]$ concettualmente rimpiazzo il volume d'aria dell'edificio



Nella realtà però potrei avere delle bocchette:



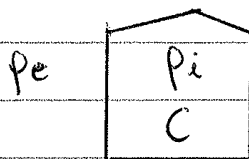
L'aria tende ad entrare e rimanere sul soffitto, quindi se anche effettuo un ricambio continuo a togliere aria buona lasciando l'aria stantia sotto. Ci sono dei parametri che stabiliscono l'ETA dell'aria.

I valori tipici di m sono di 1 ricambio all'ora

0,5 per edifici residenziali

5 per edifici scolastici

In caso di infiltrazioni m dipende fortemente dalle condizioni al conterno.



1) Dall'idraulica so che:

$$\Delta p = \beta \rho \frac{V^2}{2} = \beta \rho \frac{1}{2} \cdot \frac{Q^2}{A^2} \quad \frac{V}{A} = \frac{Q}{A} = V$$

$$\Rightarrow Q = \sqrt{\frac{2 \Delta p \cdot A^2}{\beta \rho}} = A \sqrt{\frac{2}{\beta \rho} \cdot \Delta p} = CA \Delta p^m \quad \Delta p = p_c - p_i$$

Quindi in termofisica posso calcolare (non conoscendo la velocità dell'aria e la sezione per fessure)

$$Q = CA \Delta p^m \quad m = 1 \div 0,75$$

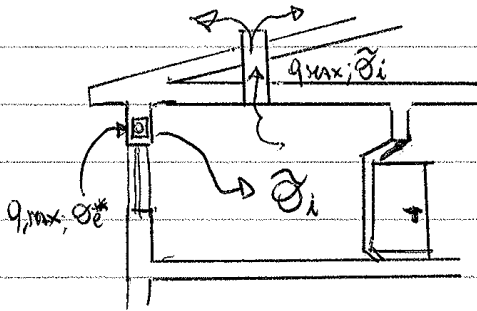
Per quantificare la q_{ig}

$$q_{ig} = M_{min} \cdot V$$

M_{min} è dato dalle norme UNI-EN 10339, ma solo per la meccanica UNI-EN 12831, che fornisce alcuni valori per locali residenziali, e più in generale si fa riferimento alle norme ASHRAE 62.1 e 62.2.

Nella pratica, negli edifici di nuova costruzione, solitamente $q_{ig} > q_{inf}$.

CASO B) SISTEMI SPECIFICI DI VENTILAZIONE NATURALE



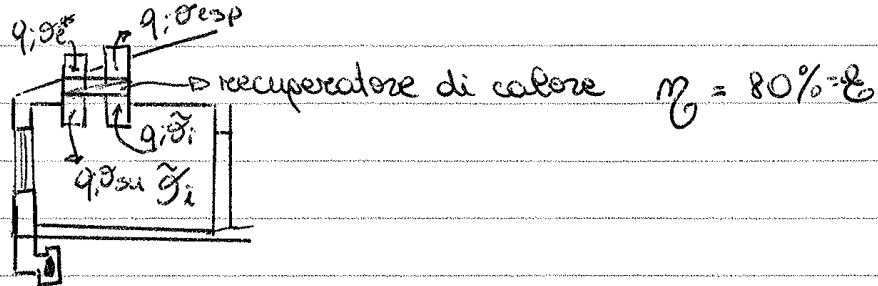
Si differenzia dalle infiltrazioni perché ho dei sistemi progettati, cioè ho una bocchetta d'ingresso e un camino di aspirazione per l'uscita. Il meccanismo fisico invece è il medesimo, cioè l'effetto camino.

Utilizzando un sistema progettato, vuol dire che ho compiuto dei calcoli per dimensionarlo, conosco la portata d'aria esterna q . Tuttavia q dipende dal tempo e quindi è variabile: occorre assumere un valore q di progetto detto q_{max} , che nella stagione di riferimento (in questo caso il periodo di riscaldamento) viene ecceduto per meno dell'1% del tempo.

Nella maggior parte dei casi di sistemi di ventilazione naturale le differenze di pressione disponibili per generare la portata di aria di ventilazione sono esigue e dunque non si attua alcun recupero termico sull'aria espulsa. Pertanto

23/4/2013

CASO C2) VENTILAZIONE MECCANICA CON RECUPERO TERMICO O PRERISCALDATO



So quanto vale q_e da progetto. Si prende l'aria a θ_e^* e la si fa passare in un sistema, che toglie calore all'aria interna, e la si immette all'interno (solitamente questo sistema è uno scambiatore di calore con 2 piccoli ventilatori), dunque la perdita per ventilazione incide solo sul bilancio energetico tra θ_{su} e $\tilde{\theta}_i$ con un salto termico pari a $\tilde{\theta}_i - \theta_{su}$. In questo caso l'ambiente si trova solitamente in leggera sovrappressione. Posso considerare quindi nulle le infiltrazioni ($H_{v,e} = 0$) e considero solo $H_{v,L}$:

$$H_{v,L} = \sum_{s=1}^m q \cdot \rho_{int} \cdot c_p \cdot f_v$$

$$f_v = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_{su}}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*} \text{ coeff. correttivo}$$

$$-\phi_a = H_{v,L} (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

Si deve stimare θ_{su} :

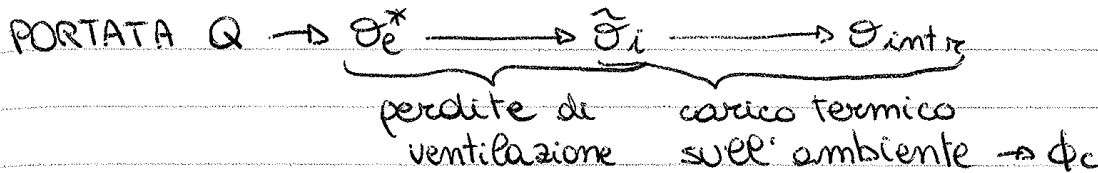
$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{MAX}} = \frac{\text{potenza termica effettiva recuperata sull'aria}}{\text{potenza teorica recuperabile dall'aria}}$$

$$\epsilon = \frac{\dot{m} c_p \Delta\theta_{reale}}{\dot{m} c_p \Delta\theta_{mat}} = \frac{\theta_{su} - \theta_e^*}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*} \rightarrow \theta_{su} = \epsilon (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*) + \theta_e^*$$

Avzò:

$$-\phi_a = q \cdot \rho_{int} \cdot c_p \cdot (\tilde{\theta}_i - \theta_{su})$$

$$|\phi_a| = Q \cdot p_{int} \cdot C_{p,int} (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$



Ci sono diverse tipologie di impianto:

- IMPIANTO A TUTT'ACQUA per il solo controllo dei carichi termici sensibili^(ovvero T_s); può essere:
 - IMPIANTI A RADIATORI
 - IMPIANTI A FANUELLI RADIANTI O/A PAVIMENTO
 - IMPIANTI A VENTILCONVEITTORE O FAN-COIL
- IMPIANTI A TUTT'ARIA consentono il controllo di tutti i parametri ambientali:
 - qualità dell'aria (IAQ) attraverso la ventilazione e il controllo del carico inquinante
 - ~~cont~~ la temperatura con il controllo del carico sensibile (raff. e risc.)
 - umidità relativa (titolo x) e quindi umidificazione/deumidificazione con il controllo del carico latente.
- Il motivo per cui non si usano impianti a tutt'aria è legato a diversi aspetti: i costi d'acquisto e i costi di gestione; gli ingombri (da 10 a 20 volte maggiori di quelli ad acqua) e dunque dall'inizio di progetto occorre considerare il problema.
- IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA che controllano T, UR, IAQ. Con un sistema a tutt'aria devo dimensionare le tubazioni in relazione alle perdite di carico (carichi sensibili), quindi la parte "ad acqua" compensa parte dei carichi sensibili, mentre la parte "ad aria" compensa totalmente i carichi

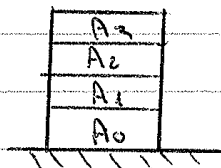
24/4/2013

MAGGIORAZIONE DEL CARICO TERMICO DI PROGETTO PER INTERRUZIONE E ATTENUAZIONE NOTTURNA DELLA TEMPERATURA

Per garantire un risparmio energetico, l'impianto di notte viene spento e nel complesso l'edificio si raffredda; per cui dai $16^{\circ}\text{--}18^{\circ}\text{C}$ occorre che l'impianto riporti la temperatura dell'edificio a $20^{\circ}\text{--}21^{\circ}\text{C}$ quindi si deve prevedere un piccolo sovrariscaldamento in relazione al mattino, nel momento in cui si andrà ad accendere l'impianto due ore prima del risveglio. Bisogna quindi tener conto di un carico termico aggiuntivo sull'ambiente ϕ_{RH} , necessario al ripristino della temperatura di progetto nei tempi desiderati alla riaccensione del sistema stesso. Nel caso di un ufficio, oltre all'attenuazione notturna, bisogna considerare anche quella del week-end. La stima di ϕ_{RH} avviene solo attraverso modelli di calcolo ^{dinamici} raffinati.

Dato f_{RH} , fattore con unità di misura $\frac{W}{m^2}$ e A la superficie in pianta [m^2] dell'ambiente riscaldato:

$$\phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$$



$$A = A_0 + A_1 + A_2 + A_3$$

Il flusso termico ϕ_{RH} dipende da:

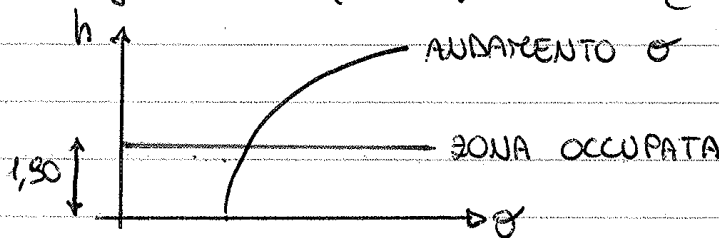
- è funzione dell'inerzia termica dell'edificio
- ΔT in cui si richiede averve il riscaldamento
- caduta di temperatura dell'aria interna durante lo spegnimento
- caratteristiche del sistema di controllo e regolazione dell'impianto.

sovrà:

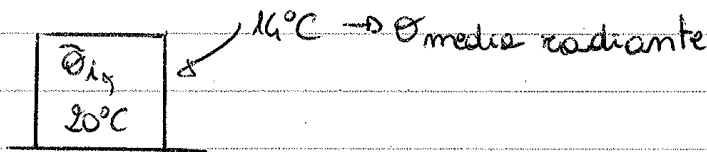
$$\phi_{p, \text{intermittenza}} = \tilde{\phi}_p + \phi_{RH}$$

ELEVATI GRADIENTI VERTICALI DI TEMPERATURA

ZONA OCCUPATA: a 1,30 m dal pavimento e a 50 m dai bezzi. Per ambienti con $h > 5$ m non si riesce a mantenere una certa uniformità per quanto riguarda $\tilde{\theta}_i$.



Per pareti poco isolate si può verificare un caso insolito (megli edifici di stampo architettonico)



Devo operare delle correzioni:

$f_{h,i}$ (fornito da tabelle)

$$\phi_c = U \cdot A \cdot (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

30°C	30 - (-8)
26°C	26 - (-8)
23°C	23 - (-8)
20°C	20 - (-8)

ho elevati gradienti verticali di temperatura
 $\theta_e^* = -8^\circ\text{C}$

L'entità dei gradienti verticali di temperatura dell'aria è legata all'altezza del locale, al valore delle perdite per dispersione e ventilazione (più è alta la trasmittanza media e bassa la temperatura di progetto esterna, maggiori saranno i rischi di avere gradienti verticali di temperatura) e alla tipologia di impianto di riscaldamento adottato.

Si può tenere conto dell'effetto dei gradienti verticali di temperatura attraverso l'introduzione di un coefficiente correttivo $f_{h,i}$, funzione dell'altezza del locale, della tipologia del

La perdita per ventilazione dell'intero edificio $\phi_{a,ed}$ non è pari alla somma delle perdite per ventilazione dei singoli ambienti, infatti solitamente $\phi_{a,ed} < \sum \phi_{a,s}$. La potenza termica $\phi_{a,ed}$ è riferita alla portata d'aria globalmente scambiata dall'edificio con l'ambiente esterno, q_{ed} , e si calcola:

$$\phi_{a,ed} = q_{ed} \cdot \rho_{int} \cdot c_p \cdot (\bar{\theta}_i - \theta_e^*) \cdot f_{v,s}$$

LEGISLAZIONE ENERGETICA e NORMATIVA TECNICA

- EPBD (direttiva 2002/91/CE)

art. 3: adozione di una metodologia di calcolo della prestazione energetica

art. 4: calcolo dei requisiti minimi in materia di prestazione energetica

- x edifici nuovi (art. 5)

- x " esistenti (art. 6)

art. 7: certificazione energetica degli edifici

art. 8-9: ispezione periodica di caldaie ed impianti di condizionamento aria

art. 10: esperti indipendenti

- EPBD (recast) (direttiva 2010/31/UE)

art. 3: adozione di una metodologia di calcolo della prestazione energetica

art. 4: calcolo dei requisiti minimi in materia di prestazione energetica.

- calcolo dei livelli ottimali in funzione dei costi per i requisiti minimi di prestazione energetica (art. 5)

- x edifici nuovi (art. 6)

- x " esistenti (art. 7)

- impianti tecnici per l'edilizia (art. 8)

art. 9: edifici a energia ^{quasi} zero

art. 10: incentivi finanziari e barriere di mercato

art. 11, 12, 13: certificato di prestazione energetica

art. 14, 15, 16: ispezione periodica di caldaie ed impianti di condizionamento d'aria

art. 17, 18: sistema di controllo ed esperti indipendenti.

Un attestato di prestazione energetica è rilasciato per:

- edifici o unità immobiliare costruiti, venduti o affittati a un nuovo locatario; l'attestato deve essere messo a disposizione del proprietario o del nuovo acquirente
- edifici in cui una superficie utile totale di oltre 500 m² è occupata da enti pubblici e abitualmente frequentata dal pubblico; il certificato deve essere esposto in un luogo visibile.

L'attestato comprende la prestazione energetica di un edificio e valori di riferimento (requisiti minimi di prest.en). Può contenere informazioni supplementari, come il consumo energetico annuale per gli edifici non residenziali; comprende raccomandazioni per il miglioramento efficace o ottimale in funzione dei costi della prestazione energetica dell'edificio.

La certificazione della prestazione energetica degli edifici e l'ispezione degli impianti di riscaldamento e condizionamento d'aria sono effettuate in maniera indipendente da esperti qualificati/accreditati

- DECRETO 192/2005

- metodologia per il calcolo delle prestazioni energetiche integrate
- applicazione di requisiti energetici
- criteri generali per la certificazione energetica
- ispezioni periodiche degli impianti di climatizzazione
- criteri per la qualificazione e indipendenza di certificatori ed ispettori
- raccolta di dati per l'orientamento della politica energetica
- informazione e sensibilizzazione degli utenti

Ambiti di intervento:

- edifici di nuova costruzione e degli impianti in essi installati

REQUISITI ENERGETICI IN PIEMONTE (L.R. 13/2007)

Si deve fare una distinzione tra:

- ZONE DI PIANO: livelli di uno o più inquinanti comportano il rischio di superamento dei valori limite
- ZONE DI MANTENIMENTO: livelli degli inquinanti sono inferiori ai valori limite e tali da non comportare il rischio di superamento degli stessi.

I comuni sono assegnati ad una delle due zone e devono seguire delle prescrizioni che riguardano:

- le prestazioni del sistema edificio-impianto
 - le " " dei sistemi di produzione / generazione del calore
 - i combustibili
 - le modalità di distribuzione e di regolazione del calore
- le prescrizioni si applicano alle richieste fatte ~~prima~~^{dopo} il 11/3/2010

I requisiti minimi prestazionali del sistema edificio-impianto riguardano:

- il fabbisogno energetico per il riscaldamento
- prestazione energetica estiva dell'involucro edilizio ($10 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{anno}}$)
(per categoria E1 $20 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{anno}}$)

Bisogna far riferimento a prescrizioni su:

- involucro edifici
- impianti termici degli edifici

PRESCRIZIONI SU INVOLUCRO DEGLI EDIFICI

- Isolamento termico delle strutture di involucro:
 - strutture verticali opache ($U = 0,33 \text{ W/m}^2\text{k}$)
 - " " orizzontali " ($U = 0,30 \text{ W/m}^2\text{k}$)
 - chiusure trasparenti

di unità abitative superiore a 4 devono essere di tipo centralizzato e dotati di termoregolazione per singole unità abitative.

- Prestazioni dei generatori di calore
- Sistemi di cogenerazione

i - Utilizzo di fonti rinnovabili

- l'impianto di produzione di energia termica deve coprire con fonti rinnovabili almeno il 60% del fabbisogno per la produzione di acqua ^{calda} sanitaria

- è obbligatoria l'installazione di impianti fotovoltaici nel caso di nuova costruzione e di edifici esistenti in ristrutturazione

CERTIFICAZIONE ENERGETICA IN AUMENTO (13/2007)

Le disposizioni disciplinano:

- elenco dei professionisti abilitati al rilascio dell'attestato di certificazione energetica

- elenco dei soggetti in possesso di titoli di studio tecnico-scientifici

- modalità di svolgimento del corso di formazione

- modello ^{attestato} di certificazione energetica:

- è redatto all'atto di chiusura dei lavori inerenti gli interventi edilizi.

- il professionista deve essere estraneo alla progettazione e direzione lavori

- validità massima 10 anni

- deve riportare:

- indice di prestazione energetica globale

- " di fabbisogno energetico richiesto per il riscaldamento degli ambienti e relativo valore minimo di legge

- indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva e relativo valore limite di legge

DETERMINAZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA (UNI TS 11300-2)

Questa norma consente di determinare:

- il fabbisogno di energia utile per la preparazione dell'acqua calda
- il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari dei sottosistemi dell'impianto termico
- il rendimento dei sottosistemi dell'impianto termico
- il " " globale medio stagionale
- il fabbisogno annuo di energia primaria per la climatizzazione invernale e la preparazione di ACS

Si applica a sistemi di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti:

- per il solo riscaldamento
- misti o combinati per riscaldamento e produzione ACS
- per sola produzione di ACS

Per le diverse valutazioni di calcolo posso usare:

- valutazione di progetto: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati di progetto; regime di funzionamento continuo
- valutazione standard: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati relativi all'edificio e all'impianto reale, come costruito; regime di funzionamento continuo.
- valutazione in condizioni effettive di utilizzo: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati relativi all'edificio e all'impianto reale, come costruito; condizioni effettive di intermittenza dell'impianto.

Un'alternativa posso usare valutazioni d'esercizio.

APPLICAZIONE UNI/TS 11300-2 Determinazione del fabbisogno di energie primarie e dei rendimenti x la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

Per il calcolo dell'energia primaria $Q_{p,H,W}$ ho bisogno:

- fabbisogno energia per riscaldamento ottenuto da ciascun vettore energetico i , moltiplicato per il fattore di conversione in energia primaria del vettore energetico i (si intende combustibili, energia elettrica)
 - fabbisogno di energia per ACS ottenuto da ciascun vettore energetico j , moltiplicato per il fattore di conversione in energia primaria del vettore energetico j
 - fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari dell'impianto di riscaldamento, di ACS, di impianti di energie rinnovabili/cogenerazione
 - energia elettrica esportata
- il tutto moltiplicato per il fattore di conversione in energia primaria
- ⇒ devo fare una suddivisione dell'impianto di riscaldamento e di ACS in sottosistemi impiantistici, per la determinazione dei rendimenti e delle perdite di ciascun sottosistema.

Per ogni sottosistema vale il bilancio termico:

$$Q_{im,x} = Q_{out,x} + (Q_{r,x} + Q_{ech,x}) - Q_{aux,ech,x}$$

Q_{out} = energia utile da fornire in uscita

Q_e = perdite di energia termica

Q_{ech} = " " " " recuperate

Q_{aux} = energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici

Il calcolo del fabbisogno di energia primaria è basato sul calcolo delle perdite di energia nelle varie sezioni che compongono l'impianto (sottosistemi). Vi sono 2 livelli di calcolo:

- calcolo semplificato: basato su valori precalcolati contenuti in tabelle nelle quali sono precisate le condizioni al contorno che fissano i limiti di applicazione delle tabelle; sono in funzione delle tipologie del sottosistema (non considero recupero di energia); i fabbisogni di energia elettrica devono essere considerati separatamente
- calcolo dettagliato: si usa quando non posso usare dati in tabelle.

• IMPIANTO DI ACQUA CALDA SANITARIA

- sottosistema di erogazione: rendimento = 0,95. le perdite si considerano tutte recuperabili
- sottosistema di distribuzione: nella formula utilizzo coefficienti di perdita e di recupero dati da tabella, le perdite di distribuzione si considerano al netto delle perdite recuperate.
- sottosistema di accumulo: ho formula
- sottosistema di generazione: a seconda della tipologia ho rendimento dato da tabella

⇒ Trovo l'energia primaria in cui trascuro l'energia ausiliaria perciò è data dal rendimento di distribuzione + generazione.

Quindi:

- trovo ^{l'abbiamo di} energia netta per ACS annuale
- trovo rendimento di erogazione
- " " = distribuzione
- trovo rendimento di generazione

} $Q_{w, gm, out}$

$Q_{w, gm, in}$ = energia primaria

ENERGIA PRIMARIA: l'energia globale, inclusa l'energia utilizzata per produrre l'energia erogata ed il suo trasporto fino all'edificio

ENERGIA EROGATA: energia fornita all'edificio, determinata dall'energia netta e dalle perdite impiantistiche

ENERGIA NETTA: quantità di energia che deve essere fornita dagli impianti tecnici all'ambiente interno.

- stimare l'effetto di possibili interventi di risparmio energetico su un edificio esistente, attraverso il calcolo dei consumi di energia con e senza l'intervento
- prevedere i futuri fabbisogni di energia su scala nazionale o internazionale, calcolando i consumi di energia di diversi edifici, rappresentativi del parco edilizio.

Metodi di calcolo:

- quasi-stazionario:
 - stagionale
 - mensile
- dinamico:
 - semplificato
 - dettagliato

Il problema è come valutare l'effetto dell'inerzia termica dell'edificio sulle sollecitazioni dinamiche \Rightarrow uso parametri dinamici.

UNI/TS 11300-1

- la specifica tecnica definisce le modalità di applicazione nazionale della UNI EN ISO 13790/2008
- Viene applicato il metodo mensile per il calcolo dei fabbisogni di energia termica
 - per riscaldamento
 - per raffrescamento
- la specifica tecnica è rivolta a \neq tipi di valutazione di calcolo:
 - di progetto
 - standard
 - in condizioni effettive di utilizzo

- l'edificio è diviso in zone termiche con accoppiamento termico tra le stesse

Confine zone termiche:

- per definire i confini del volume lordo climatizzato si considerano le dimensioni esterne dell'involucro
- per definire i confini tra le zone termiche, si utilizzano le superfici di mezz'aria degli elementi divisori

REGOLE DI ZONIZZAZIONE DELL'EDIFICIO

- UNI EN ISO 13790:

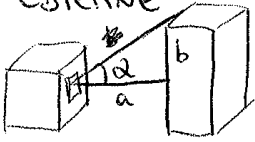
- zone servite da \neq impianti di riscaldamento o raffreddamento o ventilazione meccanica
- zone con temperature di set-point differenziate di oltre 4°C
- zone con tassi di ventilazione (riferiti alla superficie di pavimento) differenziati di un fattore superiore a 4

- UNI/TS 11300-1

la zonizzazione non è richiesta se si verifica:

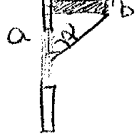
- le T interne di regolazione per il riscaldamento differiscono di non oltre 4K
- gli ambienti non sono raffreddati o comunque le temperature interne di regolazione per il raffreddamento differiscono di non oltre 4K
- gli ambienti sono serviti dallo stesso impianto di riscaldamento
- se vi è un impianto di ventilazione meccanica almeno l'80% dell'area climatizzata è servita dallo stesso impianto di ventilazione con tassi di ventilazione nei \neq ambienti che non differiscano di un fattore superiore a 4.

• ESTERNE



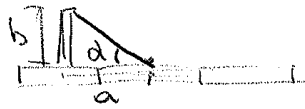
$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{a}\right)$$

• ORIZZONTALI



$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{a}\right)$$

• VERTICALI



$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{a}\right)$$

$F_{ob} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{sim}$ il fattore di ombreggiatura è tabellato per tipo di ostacolo esterno, per mese, per latitudine, per esposizione e per angolo

- Irradianza solare \rightarrow tabella UNI 10349/84
- Aggregazione dei risultati relativi ai diversi mesi ed alle diverse zone servite dagli stessi impianti.

PONTE TERMICO

Ho un ponte termico quando, a causa di discontinuità geometriche e di materiale nell'involucro edilizio, l'ipotesi di flusso termico monodimensionale non è più soddisfatta.

Il ponte termico è definito nella UNI EN ISO 10211 come: parte dell'involucro edilizio dove la resistenza termica, altrove uniforme, cambia in modo significativo per effetto di:

- compensazione totale o parziale di materiali con conduttività termica diversa nell'involucro edilizio e/o

- variazione dello spessore della costruzione e/o

- differenza tra l'area della superficie disperdente sul lato interno e quella del lato esterno, come avviene per esempio in corrispondenza dei giunti tra parete e pavimento o parete e soffitto.

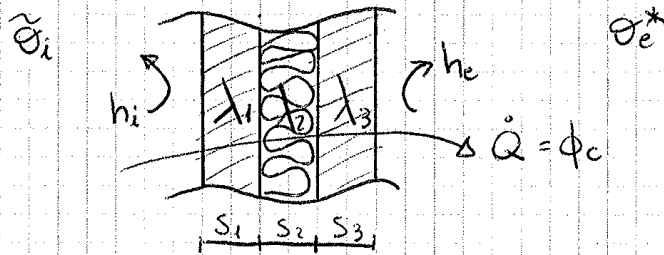
I ponti termici si distinguono:

- di forma: deviazione di flusso monodimensionale è dovuta esclusivamente alla geometria
- di struttura: deviazione di flusso monodimensionale è dovuta alla presenza di un elemento costruttivo di resistenza termica diversa
- di tipo mista: sovrapposizione di un ponte termico di forma con uno di struttura

La quantificazione delle dispersioni termiche attraverso i ponti termici avviene attraverso la determinazione di due parametri:

27/3/2013

LA PRESTAZIONE ENERGETICA DELL'INVOLUCRO OPACO e TRASPARENTE
 Ho una parete multistrato



la trasmittanza è:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_e}}$$

\$h\$ = coeff di scambio termico eliminate interno (convezione + irraggiamento)

\$\lambda\$ = conducibilità termiche $[\frac{W}{mk}]$ o $[\frac{W}{m^{\circ}C}]$

$\frac{S}{\lambda}$ = resistenza termica dello strato $[\frac{m^2 k}{W}]$ o $[\frac{m^2 ^{\circ}C}{W}]$

la conduttanza della parete è:

$$C = \frac{1}{\sum \frac{S}{\lambda}}$$

Se considero la legge di Fourier e il flusso specifico posso vedere un'alogia con la legge di Ohm:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\lambda}{S} \cdot \Delta T \quad \longleftrightarrow \quad I = \frac{\Delta V}{R}$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T}{\frac{S}{\lambda}} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

le leggi per le reti elettriche valgono anche per quelle termiche:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h_c \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{\left(\frac{1}{h}\right)}$$

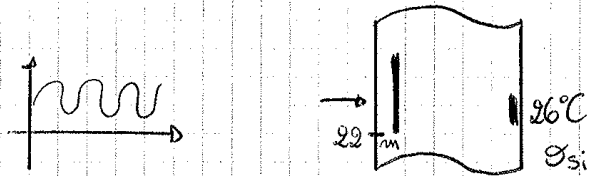
resistenza termica limite o superficiale \$R_s\$

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} \quad R_{se} = \frac{1}{h_e}$$

$$R_{TOT} = R_1 + R_2 + R_3 \dots$$

$$R_{TOT} = R_{si} + \sum \frac{S}{\lambda} + R_{se} \quad \left[\frac{m^2 k}{W} \right]$$

$$U = \frac{1}{R_{TOT}} \quad \left[\frac{W}{m^2 k} \right]$$



Solo i primi 2 cm subiranno un'oscillazione, il resto della parete rimane inerte al cambiamento. Questa caratteristica mi permette di controllare i picchi estivi giocando sull'inerzia termica.

L'inerzia termica si misura con:

- massa frontale (peso: più la parete è pesante, più è inerte)
- capacità termica frontale

$$C = \frac{dq}{dt} \left[\frac{J}{mk} \right] \quad C = M \cdot c = \rho V \cdot c \left[\frac{J}{K} \right]$$

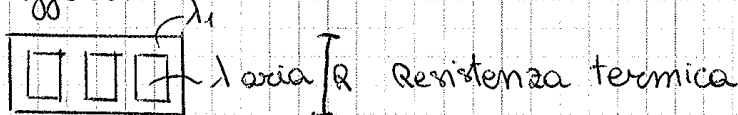
la capacità frontale è:

$$\frac{C}{A} = \frac{\rho V c}{A} = \frac{\rho \cdot s \cdot c \cdot A}{A}$$

L'efficacia di queste caratteristiche si valuta con:

- fattore di attenuazione
- sfasamento temporale
- trasmittanza termica periodica

Se ho una parete con blocchi forati non posso calcolare $\frac{1}{S}$ perché ho λ differenti



Semplifico il calcolo misurando la R equivalente del blocco in laboratorio.

Nell'uso pratico la U ha una sommatoria in più che conteggia tutti i valori di R

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

h_e è più piccolo ai primi piani e aumenta salendo.

Quando ho pareti verticali, nella tabella della norma vado a considerare il flusso orizzontale.

Si determina la resistenza termica utile ^{per strati omogenei} (data dalla conduttanza).

$$R = \frac{d}{\lambda} \quad \text{dato dalla norma tecnica UNI-EN 10351}$$

R si calcola solo per le intercapedini altrimenti sono fornite dalla norma

la trasmittanza (U) tenera quindi conto solo di 1, 2, 3
la resistenza superficiale:

$$R = \frac{1}{h_c + h_r} \quad h_c \text{ solitamente } = 4$$

Nel caso di intercapedini debolmente ventilate ho dal decreto D.Lgs. 311/2006:

$$R_T = \frac{1500 - A_v}{1000} \cdot R_{T,u} + \frac{A_v - 500}{1000} R_{T,v}$$

↑
non ventilato
↓
fortemente ventilato

Ci sono ulteriori limiti dati dalla Regione Piemonte: quello di 2° livello e il limite incentivante.

Se nel progetto i conti non riescono a rispettare i limiti, e' necessario cambiare la stratigrafia

I dati forniti sono quelli tra ambiente interno ed esterno o non riscaldato. Nel caso di locale a diversa temperatura si usa $v=0,8$.

INVOLUCRO TRASPARENTE

Gli aspetti fondamentali dal punto di vista energetico sono:

- controllo dei flussi termici
- controllo della radiazione solare
- controllo della radiazione luminosa
- controllo delle infiltrazioni

I parametri che caratterizzano il componente da questi punti di vista sono (per l'inverno):

- la trasmittanza
- le infiltrazioni (norma UNI 12831 per m_{50} , la UNI 12207 (solo per conoscenza))

la trasmittanza termica U:

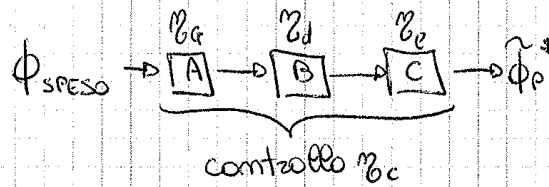
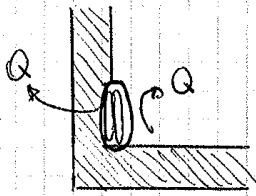
- per finestra singola:

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + (A_g \psi_g)}{A_g + A_f} \quad \rightarrow \text{tiene conto dei ponti termici}$$

w = windows

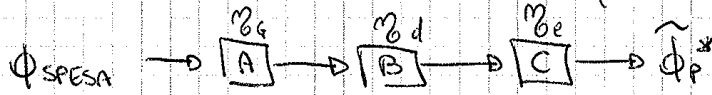
g = glass

f = frame



$$\phi_{SPESA} = \frac{\tilde{\phi}_p^*}{\eta_g \cdot \eta_d \cdot \eta_e \cdot \eta_c}$$

La normativa utilizza un metodo più complicato:



Per ogni sistema calcola ciò che si perde per ognuno

A → $\phi_{cost 1} = \phi_{SPESA} - \phi_1 = \phi_{SPESA} - \eta_d (\phi_{SPESA})$

B → $\phi_{cost 2} = (1 - \eta_d) \phi_1$

C → ...

WATER BASED HEATING

Devo inserire un vaso di espansione dove all'interno vi è H₂O e aria → sistema accessorio fondamentale.

Classificazione:

- bassa T (90°C - 120°C)
- media T (120°C - 130°C)
- alta T (vapore)

Tali valori necessitano di velocità basse e condutture grosse.

Oggi si inserisce nel sistema una pompa di circolazione dopo il boiler, in questo modo il sistema di generazione può essere inserito in cantina, in mansarda, ecc...

HEATING EQUIPMENT

Anche i sistemi ad aria sono molto simili.

Nei WBT ho 2 tubazioni: una calda in andata e una fredda in ritorno → TWO PIPE SYSTEM → vantaggio di fornire ad ogni piano acqua alla stessa temperatura, più uso di materiale;

→ ONE PIPE SYSTEM → ogni utente riceverà acqua a temperatura sempre più fredda, più elementi nell'abitazione ma utilizzo di meno tubi.

I radiatori possono essere collegati in serie (T diminuisce) o per derivazione (prelievo portata e la reimmetto → T diminuisce meno; oppure metto una valvola in ingresso che funge da bypass). I radiatori sono in ghisa, in acciaio (a piastre o a tubi), sono posti sulle pareti perimetrali, di modo da compensare le perdite del carico, per fermarlo.

possibile utilizzarlo sia per raffreddare che per riscaldare. costituita da due scambiatori (d'estate per $\Delta T \approx 15^\circ\text{C}$ e d'inverno per $\Delta T \approx 30^\circ\text{C}$). Possiede però difetti: è un vero e proprio sotto-sistema (filtri, 10+ scambiatori di calore; motore elettrico, bocchette, ecc); produce rumore e quindi un leggero fastidio acustico.

I convettori sono realizzati nelle tipologie più disparate, il più tipico è il fancoil, ma tutti funzionano a convezione con aria che agisce su scambiatori d'acqua.

Esistono sistemi a pavimento o sottopavimento, soluzione utilizzabile in estate con pareti vetrate; lo stesso discorso vale per le bocchette a soffitto. Grandi potenze termiche per spazi ridotti.

I convettori possono anche essere posizionati all'interno di pareti. Convettori e radiatori normalmente vengono definiti "terminali concentrati" che si differenziano dai "terminali a superficie estesa".

Per avere una maggior efficienza aumento h_c . Un'alternativa si potrebbe studiare meglio la quota radiativa, quindi non vado ad incrementare h_c , ma si sfrutta meglio h_r :

$$h_r \approx 4 \sigma F \epsilon T_m^3$$

Lo dipende dal fattore di vista e dall'emissività.

Si potrebbe aumentare T_m , aumentando così h_r e h_c , però dai 60°C in su tutte le superfici sono a rischio ustione, e una superficie ad esempio di 120°C non è confortevole, in più la polvere aerosolizza e diventa allergenica, dando così fastidi notevoli dal punto di vista del comfort dell'aria.

Quindi non posso lavorare su h o su ΔT , ma devo lavorare su A ossia devo lavorare su terminali con superfici ampie (es. pavimenti).

• PANNELLI RADIANTI (terminali a superficie estesa)

- a pavimento $T_{\max} = 40^\circ\text{C}$
- a soffitto
- a parete

I sistemi di riscaldamento sono vantaggiosi ma la T di riscaldamento non deve superare i 25°C sulla faccia del pavimento, con questo sistema tutta la superficie diventa terminale

13/5/2013

REQUISITI PER L'AMBIENTE INTERNO E INDOOR ENVIRONMENTAL QUALITY

Tali requisiti richiedono degli studi di comfort interno → IEQ

IEQ → normativa con parametri interni UNI-EN 15251

È importante per 3 aspetti:

- salubrità dell'aria → HEALTH
- qualità interne alte → INDOOR WELL-BEING
- produttività → PRODUCTIVITY

Con qualità interne alte, il livello di produttività aumenta, spesa iniziale maggiore ma recupero costi con il tempo.

Qualità ambientale e produttività dipendono da molti aspetti:

- arredi e mobili
- involucro
- aspetti impiantistici e sistemi di illuminazione
- condizioni esterne
- le attività delle persone

Gli aspetti interni che caratterizzano la progettazione edile sono:

- microclima luminoso
 - microclima acustico
 - microclima termico
 - IAQ → qualità dell'aria
- } quelli che consideriamo

Grandezze fisiche considerate → T, U.R., v dell'aria (microcl. termico)
↳ ventilazione, emissione inquinanti (IAQ)

la produttività indica ciò che è prodotto rispetto a un livello base

Da uno studio si vede come la produttività delle persone raggiunge il livello massimo quando la T è $\cong 22^{\circ}\text{C}$.

All'aumentare del livello di qualità aumentano i costi e i consumi energetici.

Cause di lamenti per gli occupanti (condizione di disagio):

- T alte e T basse
- variazioni di T troppo marcate
- correnti d'aria fredda
- problematiche acustiche

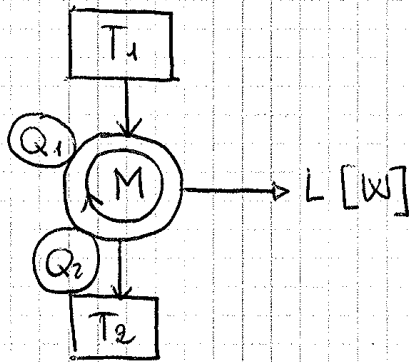
le conseguenze sono disagi legati alla salute: malessere, problemi agli occhi, difficoltà di lavorazioni manuali.

È nata così la teoria del "comfort adattativo": mi vesto o mi

Il comfort OGGETTIVO è lo stato di neutralità termica: l'accumulo termico del corpo umano è nullo → ho una condizione di OROTERMIA (T_{cor}) che è necessaria ma non sufficiente se l'organismo lascia quasi inattivi i meccanismi di termoregolazione comportamentale (assenza di brividi o sudorazione) e di termoregolazione vasomotoria (assenza di vasocostrizione o vasodilatazione periferica).

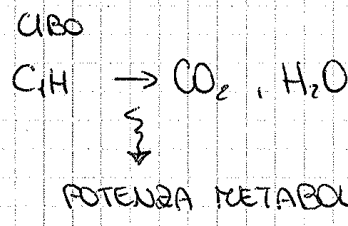
14/5/2013

È impossibile realizzare una macchina termica che trasformi completamente in lavoro (L) il calore generato Q_1 ; c'è bisogno di un termovstro a bassa T che raccolga il calore Q_2 non trasformato in lavoro L .



$$|Q_2| = |Q_1| - |L|$$

$$|Q_2| = (M - W)$$



Il corpo umano riceve potenza termica da una macchina sorgente ad alta temperatura (cibo), cede potenza termica ad una sorgente a bassa temperatura (ambiente), effettua lavoro all'esterno. La quantità di energia chimica proveniente dal cibo, che viene trasformata in energia termica e meccanica, riferita all'unità di tempo è detta POTENZA METABOLICA, $M [W]$. In genere è riferita all'unità di superficie corporea (superficie di pelle nuda, A_b).

$$\frac{M}{A_b} = \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Fanger ha introdotto unità di misura non coerenti con il sistema internazionale; per lui la MET è emessa in met.

Valore a riposo $1 MET = 58,15 W/m^2 = 50 kcal/hm^2$

Se si dorme si ha 0,8 MET

Nella norma UNI 7760 sono riportati i valori in MET assunti se si è a riposo, si fa attività, si dorme, ecc.

Nella maggior parte dei casi W si può trascurare, quindi siamo una macchina termica che disperde solamente calore e basta; l'equazione diventa:

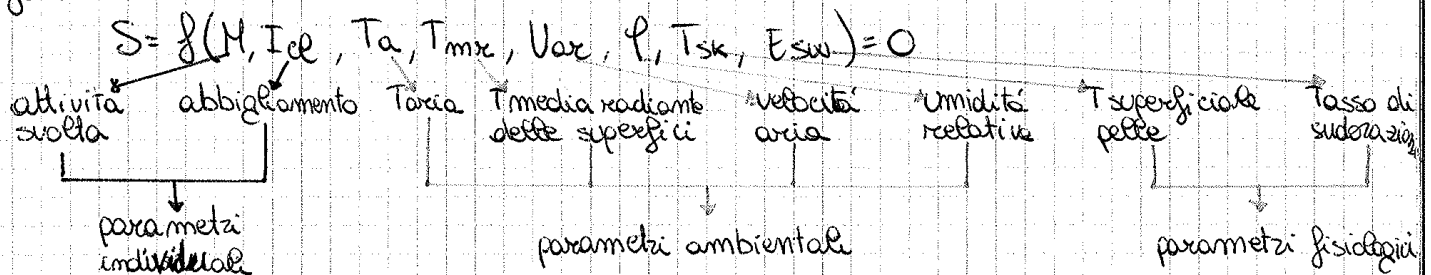
$$M = C + R + C_k + C_{ve} + E_d + E_{sw} + E_{ve} \quad (1)$$

Il problema verte nel disperdere tutta la PM.

Le variabili che entrano in gioco in questi termini sono:

- la potenza metabolica che mantiene attivi gli organi e costante la temperatura del corpo, dissipando un po' di calore all'esterno.

Il soddisfacimento della condizione di omeotermia (sol. 1) è condizione necessaria, ma non sufficiente, a garantire il comfort.



Queste variabili permettano di soddisfare l'equazione (1)

Manca ancora l'informazione delle condizioni di comfort: Fanger ha scoperto che il benessere termicometrico è legato ad una relazione tra sensazione termica ed attività svolta. In particolare le persone sono in comfort quando i sistemi di termoregolazione (T_{sk} e E_{sw}) sono attivati in minima parte. Fanger, attraverso sperimentazioni su soggetti, ha trovato i valori statisticamente assunti di T_{sk} e E_{sw} di condizione di benessere (E_{sw}^{*}, T_{sk}^{*})

L'obiettivo è quello di stabilire i requisiti ambientali T_a, T_{mxc}, U_{ax}, ρ. T_{mxc} dipende dall'involucro dove, oltre al risparmio energetico, si deve considerare che la T_{mxc} non sia né troppo alta né troppo bassa. M e I_{cl}, invece, non sono dei parametri progettuali ma indicano delle variabili; sono definite in base alla d'estimazione d'uso.