



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1394A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Bono

MATERIA: Energetica dell'Edificio. Prof. Tronville

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.**

- CONSUMO ENERGETICO FILTRI $L = (C \Delta I \Delta I_m) / (I_{ucm} \cdot 1000)$
 - CICLO A COMPR. DI VAPORE \sim PRESSIONE EVA \neq PRESSIONE COND
 - CICLO AD ASSORBIMENTO \sim (PRESS. EVA = PRESS. ASSORBITORE) \neq (PRESS. COND = PRES. SEN)
 $COP_{ASS} < COP_{COMPR}$
 - DATA LOGGER : PIÙ EFFICACE NELL'ACQUISIZIONE DATI DI UN PC
 - PROTOCOLLO DI COMUNICAZIONE : INSIEME DI CONVENZIONI CHE RENDONO POSSIBILE IL DIALOGO TRA DISPOSITIVI ELETTRONICI
 - MODBUS : È UNA FAMIGLIA DI PROTOCOLLI
 - ZIGBEE e ZWAVE : FAMIGLIA DI PROTOCOLLI WIRELESS
 - PIVOT : CONSENTE DI CREARE MISURE DERIVATE DA ALTRE GRANDEZZE
 - VELOCITÀ SUONO ARIA: 343 m/s < VEL. SUONO MEZZO
 - FREQUENZA $\uparrow \sim \lambda \downarrow$
 - BANDE DI OTTAVA : $f_2 = 2f_1$ e $f_c = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$
 - CAMPO DIRETTO $L_I = L_p$
 - LIVELLO EQUIVALENTE $L_{eq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \int_0^T 10^{L_n(t)/10} dt \right]$
 - SEL = $10 \log \frac{1}{T_0} \int_{z_1}^{z_2} P^2(z) / P_0^2 dz$
 - CAMPO DIFFUSO $\sim \Delta$ U UNIFORME
 - ASS. APPARENTE $\sim \alpha = \alpha' + z \sim N + \alpha = 1$
 - TEMPO RIV. $\tau_{60} = 0,163 V / A_{TOT}$
 - COSTANTE SALA $R = A_{TOT} / (1 - d_m)$; R BASSO \sim AMB RIVERB. ; R ALTO \sim AMB. DIRETTO
 - FONOISOLAMENTO $R = 10 \log W_i / W_r = 10 \log 1/z$
 - RISONANZA \sim BASSE FREQUENZE
 - COINCIDENZA \sim ALTE FREQUENZE
 - CURVA DI VALUTAZIONE $\sum (SCOST FAV) \leq 2$
 - MICROFONI A CONDENSATORE $\xrightarrow{NO\ BANDE}$ GRANDI SONO I PIÙ SENSIBILI
-
- FLUSSO EN. MONOCROMATICO $\Phi_e(\lambda)$ [W/μm]
 - FLUSSO EN. INTEGRALE $\Phi_e = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \Phi_e(\lambda) d\lambda$ [W]
 - FLUSSO LUMINOSO $\Phi_L = K_{MAX} \int V(\lambda) \Phi_e(\lambda) d\lambda$ [lm]
 - FATTORE DI VISIBILITÀ $K(\lambda)$ [lm/W]
 - INTENSITÀ LUMINOSA $I = d\Phi / d\omega$ [lm/sr] = [cd]
 - EMISSIONE $M = d\Phi / dS_{em}$ [lm/m²] = [lux_{SB}]
 - LUMINANZA $L = dM / d\omega \cos \theta$ [cd/m²] = [nt]
 - ILLUMINAMENTO $E = d\Phi / dS_{RIC}$ [lm/m²] = [lux]
 - EFFICIENZA LUMINOSA $\eta = \Phi / W_{ee}$ [lm/W]
 - EFFICIENZA SOLE 100 ÷ 120 [lm/W]
 - EFFICIENZA CAMP. INCAHD [TRA CUI A BULBO] : 10 lm/W
 - EFFICIENZA LED 100 [lm/W]
 - ILLUMINAMENTO $E = I(\theta) \frac{\cos \theta}{S}$
 - RAPP. UNIF. LONG $U_R = E_{min} / E_{MAX}^2$. RAPP. UNIF. GENERACE $U_o = E_{min} / \bar{E}$
 - COEFF. UTILIZZAZIONE FLUSSO $C_U = \Phi_U / \Phi_{emesso}$ $\Phi_U = \bar{E} \cdot S$
 - FLUSSO EFFETTIVO $\Phi_{eff} = \frac{\bar{E} S}{DM \cdot C_U}$
 - FATTORE DI LUCE DIURNA \sim FLD = E_i / E_o ; $FLD_m = \frac{\tau_e A_v F}{(1 - \rho_m) S} \xrightarrow{ORIENT. FIN}$

CLIMATIZZAZIONE

In Italia circa il 45% del consumo energetico è dovuto agli edifici esistenti.

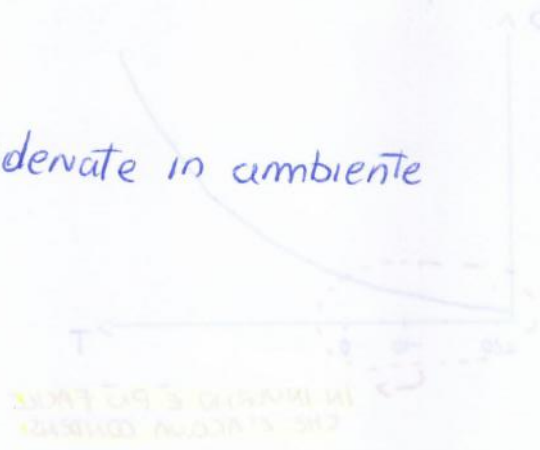
Il consumo degli edifici dipende da

- a) Fattori climatici
- b) Caratteristiche fisiche dell'edificio
- c) Tipologia impianti e sistemi energetici
- d) Livello di qualità dell'ambiente interno
- e) Modalità di gestione e manutenzione
- f) Comportamento occupanti
- g) Fattori socio-economici

Impianto di climatizzazione

Producono le condizioni desiderate in ambiente

- Prod. caldo
- Prod. freddo



Climatizzazione

Garantisce il controllo di

- 1) Temperatura
- 2) Umidità dell'aria
- 3) Rimozione inquinanti
- 4) Ventilazione

I processi coinvolti sono i seguenti

- a) Riscaldamento
 - b) Raffreddamento
 - c) Umidificazione
 - d) Deumidificazione
 - e) Polizia
 - f) Ventilazione
 - g) Movimento aria
- CONDIZIONAMENTO

UMIDITÀ RELATIVA φ E TIPOLO u

UMIDITÀ RELATIVA
 φ [%]

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}}$$

Indica quanto siamo lontani dalla saturazione dell'aria

TITOLO ARIA UMIDA
 u [g_v/kg_a]

$$u = 0,622 \frac{\varphi P_{vs}}{P - \varphi P_{vs}}$$

Indica quanta acqua ho nell'aria

ENTALPIA ARIA UMIDA

È una grandezza estensiva ed è data dalla somma dell'entalpia di aria umida + entalpia di aria secca

$$H_{\text{ARIA UMIDA}} = h_a + u h_v$$

↑ MOLTO GRANDE
↓ MOLTO PICCOLO

dove h_a = entalpia di aria secca

$$h_a = c_{p,a} T \quad [\text{KJ/Kg}]$$

↓
[°C]

e h_v = entalpia del vapore

$$h_v = N_0 + c_{p,v} T$$

↓ CALORE DI VAPORIZZAZIONE
↓ CALORE SPEC. VAPORE

quindi ottengo

$$h_{1+n} = h_a + u h_v = c_{p,a} T + u (N_0 + c_{p,v} T)$$

1 kg di aria secca
e u di vapore

dove

$$c_{p,a} = 1 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{p,v} = 1,9 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$N_0 = 2500 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{ACQUA}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{\text{ARIA}} = 1,2 \text{ Kg/m}^3$$

l'espressione diventa la seguente

$$h_{1+n} = 2500u + (1 + 1,9u)T$$

PECULIARITÀ DIAGR. DI MOLLIER

- Le entalpie partono da un asse inclinato di un angolo con tangente 2500.
- Le isoentalpiche sono parallele a questo asse.
- $\varphi = 100\%$ curva di saturazione
- A pari h , se cresce T , cresce P_s e scende φ
- Ricorda: le isoterme sembrano orizzontali ma in realtà hanno una piccola inclinazione dovuta all'inclinazione dell'asse entalpico

ARIA UMIDA IN ESTATE E INVERNO

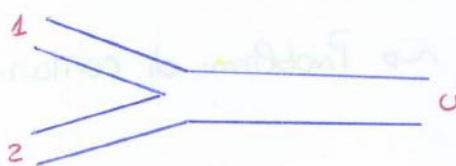
- Inverno: l'aria all'esterno è fredda e umida, per esempio $(5^\circ\text{C}, 80\%)$, se in ambiente ho 22°C , l'aria subisce un riscaldamento fino a 22° e 28% quindi la **DEVO UMIDIFICARE**
- Estate: esempio $35^\circ, 50\%$ e in ambiente 25°C , l'aria subisce un raffreddamento e la sua $\varphi = 90\%$ **DEVO DEUMIDIFICARE**

TRASFORMAZIONI ARIA UMIDA

- 1) Miscelazione
- 2) Riscaldamento
- 3) Raffreddamento senza condensazione
- 4) Deumidificazione (Raffreddamento con condensazione)
- 5) Umidificazione

1) MISCELAZIONE

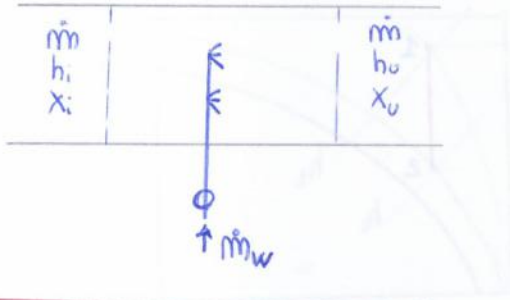
- Mescolazione di due correnti 1 e 2



$$\begin{aligned} 1: & h_1, u_1, \varphi_1 \\ 2: & h_2, u_2, \varphi_2 \end{aligned}$$

- Processo adiabatico

① UMIDIFICAZIONE ADIABATICA (con acqua nebulizzata)



d'acqua nebulizzata tramite gli ugelli espone a contatto con il flusso di aria e ne aumenta il titolo

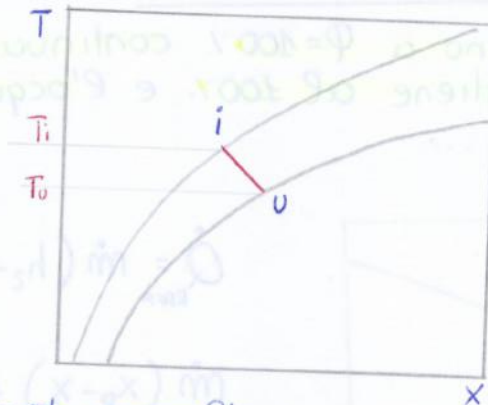
DI SCILTO TRASCURATO

$$\dot{m} (x_u - x_i) - \dot{m}_w = 0$$

$$K_{ga} \cdot \frac{K_{gw}}{K_{ga}}$$

$$\dot{m} (h_u - h_i) - \dot{m}_w h_w = 0$$

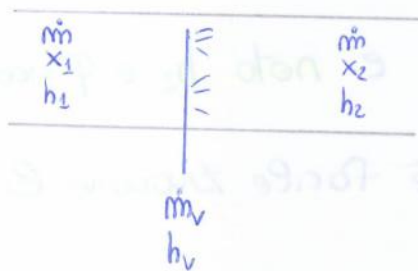
$$C_{p,ACQUA} \Delta T$$



È un processo circa ISOENTALPICO

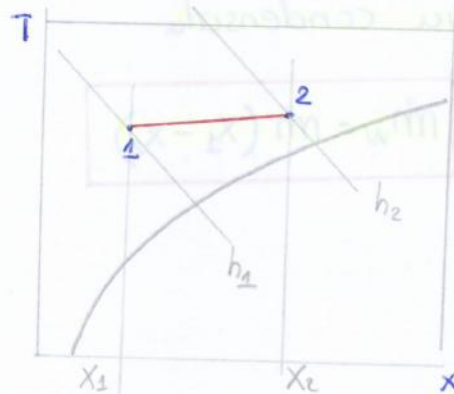
Se \dot{m}_w è tale da saturare l'aria, in quel caso avremo $T_u = T_{Bu}$. Siccome è difficile avere un \dot{m}_w tale che $\phi = 1$ spesso si va oltre e si crea mistagno

② UMIDIFICAZIONE A VAPORE



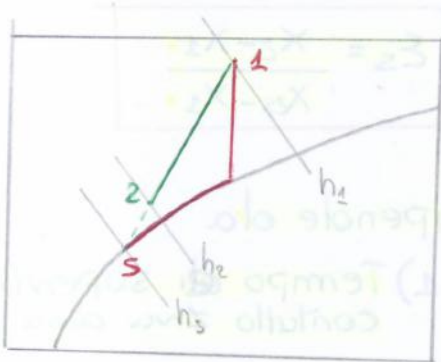
È un processo quasi ISOTERMICO. Se il vapore iniettato ha entalpia specifica uguale a quella del vapore saturo alla temp. dell'aria allora perfettamente isotermico

$$h_v = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1}$$



FATTORE DI BYPASS

d'aria in neoflā non esce completamente satūna da una batteria fredda



Cioè non si riesce ad arrivare al punto S.

Quindi si introduce il fattore di bypass

$$f_{BP} = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{\overline{2S}}{\overline{12}}$$

f_{BP} indica quella parte di aria che bypassa la batteria rimanendo allo stato iniziale visto che la batteria non ha dimensioni ∞ .

Se la batteria fosse ideale arriverebbero al punto S. Il problema si risolve immaginando che una parte dell'aria subisca la trasformazione ideale e l'altra passa la batteria, in maniera indisturbata.

La quantità di acqua effettivamente rimossa dipende

- 1) Temp. fluido freddo
- 2) Dimensioni batteria (nanghi, lunghezza alette, geometria)
- 3) Velocità attraversamento aria

Se $f_{BP} = 1 \Rightarrow$ Tutta l'aria non ha subito trasformazione

$f_{BP} = 0 \Rightarrow$ Tutta l'aria ha subito la trasformazione ideale

BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO

- Sono alimentate da un fluido caldo o freddo
- Numero di nanghi = numero di file di tubi
- Passo: Distanza tra tubi dello stesso nango
- I tubi possono essere sfalsati o allineati

Batterie ad espansione diretta: Sono molto difficili da negoziare in potenza, però hanno il vantaggio di non avere lo scambiatore intermedio e producono direttamente il fluido frigorifero. Inoltre la temperatura del refrigerante rimane uniforme lungo tutta la batteria

Il benessere termofisiologico è descritto mediante 6 grandezze

- due parametri individuali (legati all'età)
- quattro parametri ambientali (T_{aria} ; V_{arin} ; ϕ_{arn} ; $T_{m,n}$)

Parametri individuali

Esistono 3 livelli di metabolismo

- energetico basale
- di riposo
- di lavoro lento

La resistenza termica dell'abbigliamento si misura in "clo" ovvero una unità incoerente

Potenza metabolica emessa si divide in

- latente: respirazione ed evaporazione
- sensibile: convezione e irraggiamento

Se sale la T_{AMB} $Q_{sens} \downarrow$ $Q_{LAT} \uparrow$

Parametri ambientali

- 1) Temperatura dell'aria
- 2) Velocità dell'aria (può produrre discomfort locale)
- 3) TEMPERATURA MEDIA RADIANTE: Temperatura uniforme di una cavità reale in cui la persona scambia per irraggiamento la stessa energia che viene scambiata nell'ambiente reale non uniforme.

TEMPERATURA UNIFORME

Temperatura di una cavità in cui la persona scambia per irraggiamento e convezione la stessa quantità di calore che scambierebbe in una cavità reale non uniforme.

È una media pesata tra la temp. dell'aria e quella media radiante

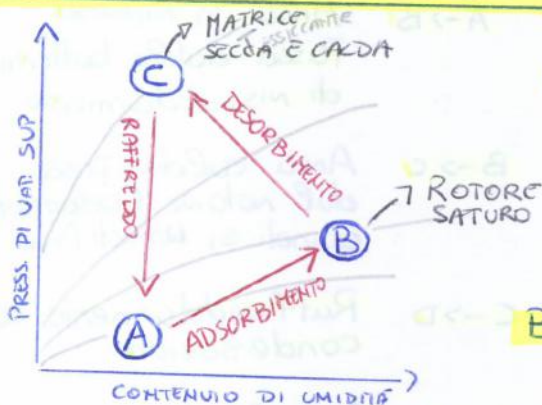
$$T_o = \frac{h_c T_a + h_r T_{m,n}}{h_c + h_r}$$

↑ COEF. CONVECTIVO ↑ COEF. RADIATIVO

Adsorbimento fisico: da sostanza adsorbente è molto porosa in questo modo le molecole di vapore entrano e grazie ad un gradiente di concentrazione si muovono. Incontrando le molecole di adsorbente si legano tramite legami di Van der Waals. Questo è un processo reversibile in quanto il fenomeno avviene se il gradiente di concentrazione è maggiore della pressione parziale del vapore. Se avviene il viceversa ho il **DESORBIMENTO**. Tra le sostanze più affini all'acqua ho gel di silice e bromuro di litio.

Il **Desorbimento** avviene se la pressione del vapore è maggiore del gradiente di concentrazione.

Ciclo materiale essiccante

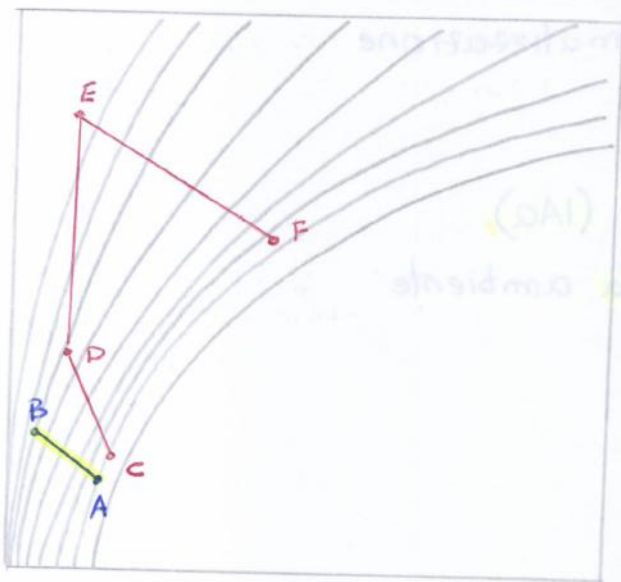


A → B Materiale freddo e secco con pressione parziale sup. bassa durante l'adsorbimento cresce fino al P_v dell'aria e si satura di vapore acqua.

B → C Riscaldato la matrice che libera il vapore acqua isototico.

C → A Raffreddo il materiale fino alla $T_{iniziale}$ ripressurando P_v .

Deumidificazione con sostanza essiccante



A → B Deumidificazione chimica (PROCESSO ISOENTROPICO).

C → D Aria passa dal materiale e lo raffredda, riscaldandosi.

D → E Passa in batteria e si riscalda ulteriormente.

E → F Passa attraverso la matrice riscaldandola e facendole rilasciare il vapore.

TIPOLOGIE D'IMPIANTI

Esistono un vastissimo numero di combinazioni, normalmente vengono scelti in base ad alcuni principi generali

Punti dell'impianto

- Centrale termica
- " frigorifera
- **UTA**
- Recuperatori di calore
- Reti distribuzione fluido
- Canali distribuzione aria
- Terminale d'impianto

Spazi e "zone"

Se diversi spazi richiedono un controllo diverso si fa la zonizzazione.

Categoria impianti

- Impianti a tutt'aria
- " ad aria e acqua \rightarrow sono i più diffusi in Italia
- " Tutt'acqua
- " ad espansione diretta

IMPIANTI A TUTT'ARIA

Negli ambienti entra solo aria (esterna + ricincolo)
Trattata nella UTA

Tutto il controllo è affidato all'aria quindi **T, Φ e ventilazione**
Hanno però lo svantaggio che per trasferire la stessa potenza serve molta più massa d'aria (quindi **impianti grossi**)
Inoltre **controllano molto bene Φ ma non T**

Ne esistono diverse tipologie

UNITÀ REFRIGERANTI SINGOLE

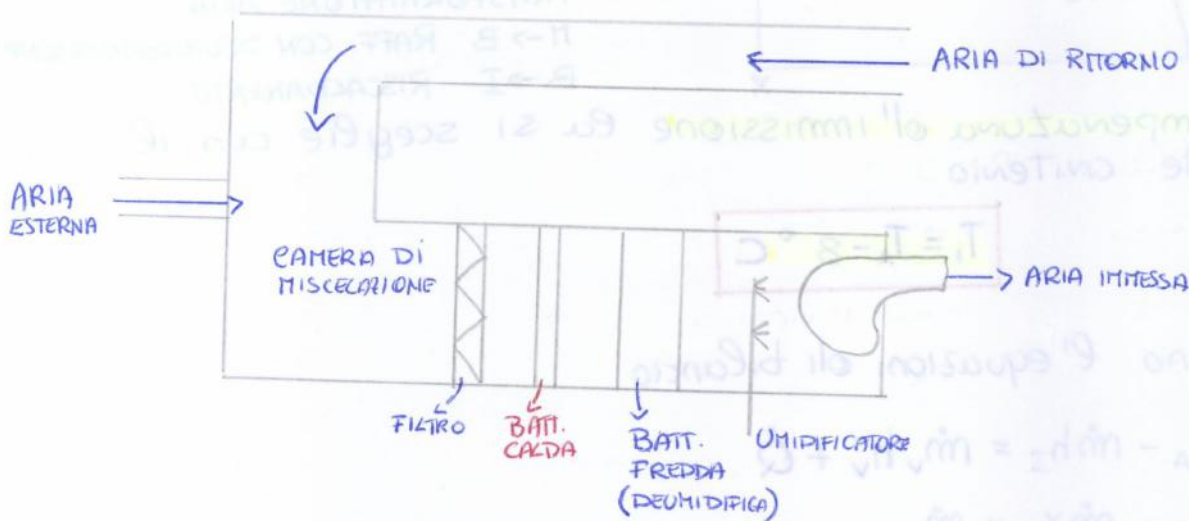
Refrigerante è un fluido frigorigeno che percorre un ciclo inverso.

Anche qui la ventilazione non è garantita, quindi o naturale o un sistema a parte

POTENZA TERMICA IMPIANTI A TUTT-ARIA

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{ZONA} - T_{ARIA})$$

- Tutti i processi avvengono nell'OTA
- Per regolare la potenza si agisce o sulla portata o sulla temperatura, ovviamente con le dovute limitazioni
- Questo impianto funziona tipicamente col 15-25% di aria esterna
- Ci sono anche impianti al 100% aria esterna



IMPIANTO CON "ECONOMIZZATORE"

d'ECO funziona tra -31° e $+20^{\circ}$ C funziona variando la portata di aria esterna e miscelata mediante servovalvole in base alle temp. che hanno

- Condizioni I (Φ_I, X_i, h_i) e individuato l'isoterma per T_I fino ad interseca con la nella di carico
- Condizioni M: le ottengo come miscelazione di due portate
- M \rightarrow B ovvero il Raffreddamento con deumidificazione lo ottengo con una batteria fredda
- B \rightarrow I ovvero il Riscaldamento isotrolo lo ottengo con una batteria calda

da potenza termica delle due batterie vale

$$\dot{Q}_{FREDDO} = \dot{m} (h_M - h_B)$$

$$\dot{Q}_{POST-RISC} = \dot{m} (h_B - h_I)$$

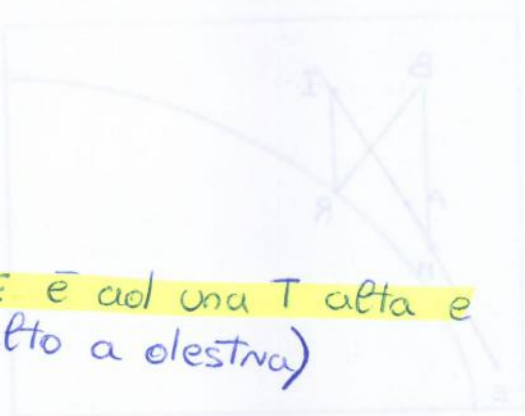
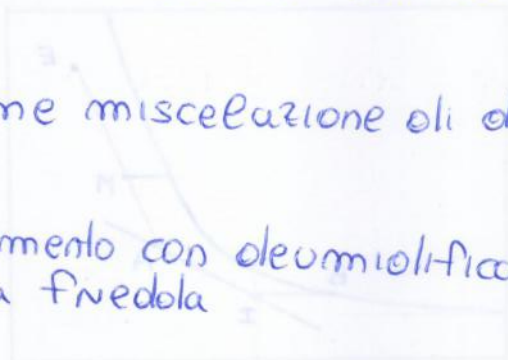
• RICORDA: caso estivo il punto E è ad una T alta e abbastanza umida (quindi in alto a destra)

- M \rightarrow B controllo igrometrico
- B \rightarrow I controllo sensibile

Quindi riassumendo

- \rightarrow Miscela
- \rightarrow Deumidifico e raffreddo
- \rightarrow Riscalo

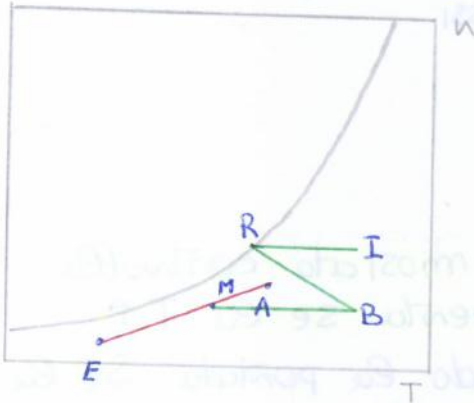
Se ho il fattore di by-pass non riesco ad arrivare fino a B ma mi fermerei prima, quindi in quel caso sottoaffreddo, assicurandomi di passare per B ma la batteria fredda consuma di più



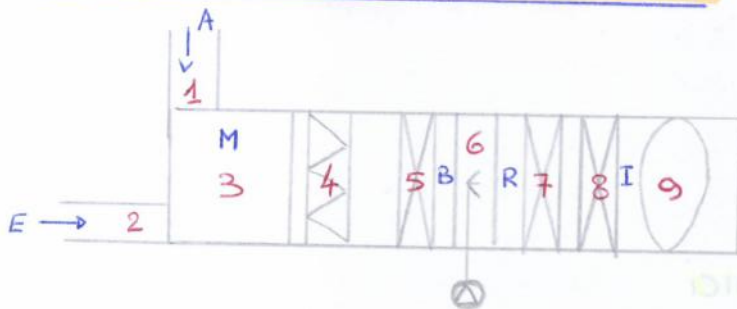
$$0.8 + 0.2 T > T$$

- Se fossi nel caso di una umidificazione a vapore quest'ultima può essere considerata ISOTERMA, collegando B ad I.
- Ovviamente la spesa energetica è la stessa in quanto dipende dai due estremi.

Caso invernale su Carnieri



SCHEMA UNITÀ TRATTAMENTO ARIA



- 1) Condotta NIPRESA
- 2) Presa aria esterna
- 3) Camera di miscela
- 4) FILTRO
- 5) Battentia PRE-RISCALDAMENTO (Inverno)
- 6) Umidificazione adiabatica (Inverno)
- 7) Battentia RAFFREDDAMENTO (Estate)
- 8) Battentia POST-RISCALDAMENTO (Inverno o Estate)
- 9) Ventilatore

SORGENTI DI INQUINAMENTO

- Aria esterna
- Occupanti
- Processi di combustione
- Attrezzature da ufficio
- Materiali da costruzione
- Impianto di climatizzazione

VALORI LIMITE DI ESPOSIZIONE

- TLV-TWA (Time Weighted Average)
Media ponderata nel tempo (8 ore al giorno)
 - TLV-STEL (Short Term Exposure Limit)
limite per breve esposizione (15 minuti, non più di quattro volte al giorno, separate da almeno un'ora)
 - TLV-CEILING: limite sul valore massimo, da non superare mai
- Lo STEL è più proibitivo, però come valore è maggiore rispetto al TWA

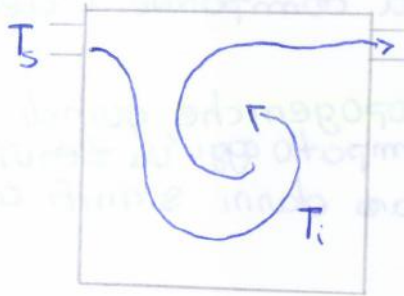
Sono pubblicati da questi enti

- ACGIH: American Conference of Governmental Industrial Hygienist: pubblica periodicamente i valori limiti di esposizione
- NIOSH: pubblica i REL (Recommended Exposure Level) che possono essere più o meno cautelativi rispetto a quelli delle ACGIH
- OSHA: pubblica i PEL (Permissible Exposure Level) pubblicano i livelli oltre il quale si viene multati

IDENTIFICAZIONE LIVELLO DI ATTENZIONE

- leggi e regolamenti
- CO₂ è un inquinante di odori componenti

Il sistema a miscelazione in base a come vengono posizionate le bocchette può aumentare l'efficienza

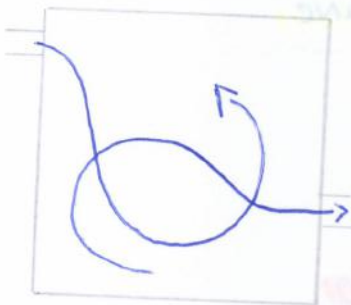


$T_s - T_i$	ϵ_v
< 0	0,9-1
0-2	0,9
2-5	0,8
> 5	0,4-0,7

Come si vede dai valori funziona molto bene in raffreddamento.

Se siamo in riscaldamento funziona meno in quanto l'aria non scende in basso ma essendo calda rimane su e va subito via \rightarrow Aumenta il bypass

Inoltre per aumentare la miscelazione dell'aria aumentare la turbolenza dell'aria

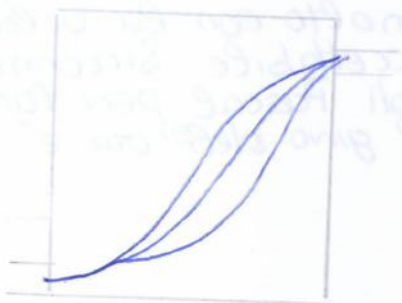


$T_s - T_i$	ϵ_v
* < -5	0,9
** $-5 \div 0$	0,8-1
*** > 0	1

* In raffreddamento con un ΔT apprezzabile l'aria fresca scende garantendo un'ottima miscelazione

** In pura ventilazione $\epsilon \uparrow$ in quanto l'aria stratifica

*** In riscaldamento ha un'ottima ϵ



$T_s - T_i$	ϵ_v
< 0	1,2-1,4
0-2	0,7-0,9
> 2	0,2-0,7

In raffreddamento ho un ϵ molto alta dovuta alla stratificazione molto meno in riscaldamento

FILTRAZIONE SUPERFICIALE e PROFONDA

- Vengono catturate le particelle più grosse
- Dipendono solo la dimensione dei pori e non lo spessore
- Due reti in serie non filtrano meglio di una.

FILTRAZIONE SUPER PROFONDA

- lo spessore influenza l'efficienza
- Non si arriva ad efficienza del 100%
- Sono filtri multistrato dove ognuno lavora per i fatti suoi
- Per esempio se ho 100 strati ognuno con efficienza del 5% il filtro catturerebbe il 99,4%.

EFFICIENZA DI RIMOZIONE

Il materiale che costituisce il filtro è costituito per il 90% di aria con una struttura aperta e confusa, non va pensato come una rete altrimenti non passerebbero solo alcune particelle

MECCANISMI DI CATTURA DI PARTICELLE

- 1) Particelle grandi \leadsto Intercettazione
- 2) Particelle veloci \leadsto Impatti inerziali
- 3) Particelle piccole lente \leadsto Diffusione browniana
- 4) Particelle cariche \leadsto Attrazione elettrostatica

MOST PENETRATING PARTICLE SIZE (MPPS)

C'è una dimensione nota come "di massima penetrazione" che è funzione di vari parametri tra cui

- 1) dimensione particella
- 2) frazione solida materiale
- 3) spessore materiale

Nota: Se aumento la velocità dell'aria \downarrow in quanto diventa molto meno efficiente la cattura browniana che funziona bene a velocità basse

CARATTERIZZAZIONE IN LABORATORIO

Si effettua iniettando contro il filtro una polvere non normalizzata, solo che è una polvere troppo grossa che intasa la superficie che aumenta il ΔP e fa aumentare l' ϵ .

Questo aumento è funzionale a capire la tipologia di filtri con cui si ha a che fare.

La normativa prevede che con l'intasamento non si vada oltre i 450 Pa.

Poi si prende una misura di riferimento per l'aereneosol, in Europa 3 μm , all'inizio l'efficienza è sotto il 10%. Man mano che aumenta il ΔP , sale e alla fine se ne fa una media

- d'efficienza minima nel 90% dei casi è quella iniziale se il filtro non ha la cattura elettrostatica, nel restante 10% dei casi cioè se il filtro è dotato di carica elettrostatica, l'eff. minima è quella del filtro privato della carica.
- la normativa divide i filtri in GROSSOLANI, MEDI e FINI
- l'evoluzione di pressione dipende da
 - forma filtro
 - quantità di materiale filtrante
 - permeabilità aria
- la minimizzazione del ΔP dipende anche
 - Distribuzione delle dimensioni delle particelle da rimuovere
 - Concentrazione " " " " "
 - Dimensioni " " " "

CARATTERISTICA RESISTENTE CIRCUITO

Le linee di flusso dell'aria devono essere // ai condotti

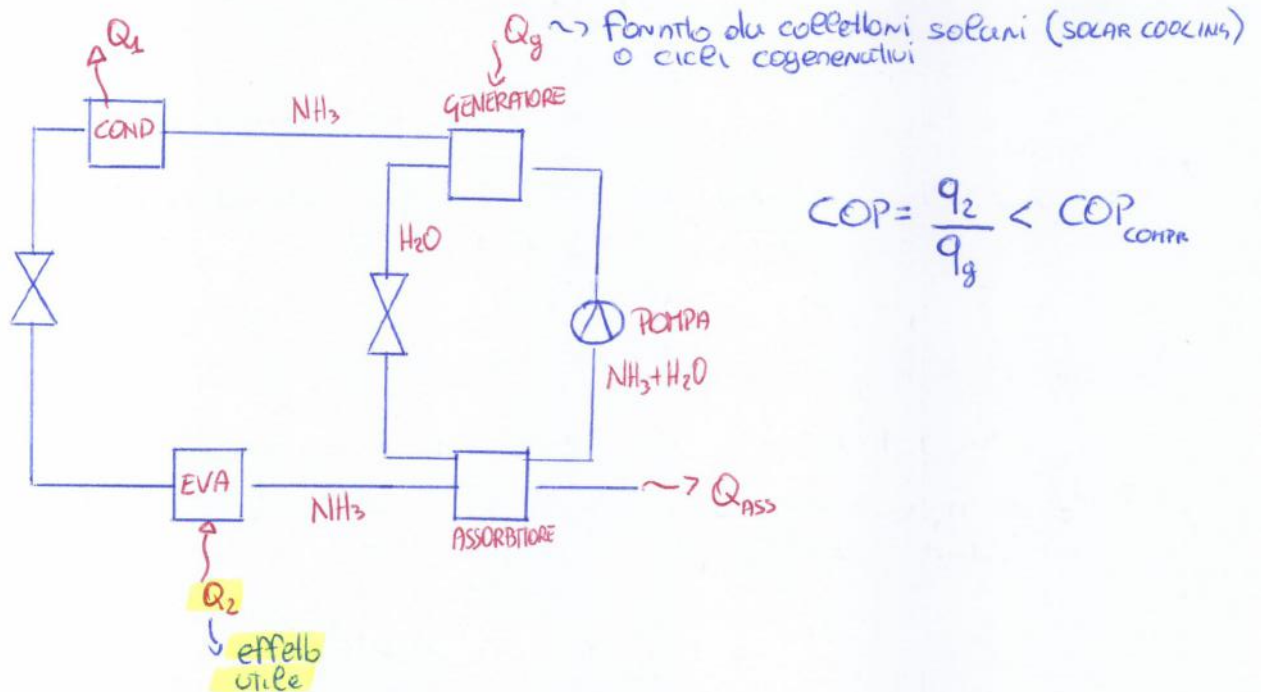
CONSUMO ENERGETICO DOVUTO AI FILTRI

$$E_{ee} = \frac{Q \Delta t \cdot \Delta P_{medio}}{\eta_{vent} \cdot 1000}$$

Vale solo se la portata è costante quindi un motore con inverter

MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO

- Ha un rendimento inferiore
- Si basa su due fluidi dei quali uno è bassobollente
- Il compressore è sostituito con una pompa
- Si usa ammoniaca (fluido bassobollente) e acqua



- È un impianto molto lungo
- Costa di più
- COP basso
- Evaporatore e assorbitore sono alla stessa pressione
- Condensatore e generatore " " "
- Assorbitore e generatore sono a pressioni diverse

- h_i ed h_e sono i coefficienti di scambio termico interno ed esterno, me li fornisce la UNI 6946
- R_i sono le resistenze di strati non omogenei, me li fornisce la UNI 10355 o la UNI 6946, si può anche fornire la conduttanza dove $R_i = 1/C$
- λ sono le conduttività termiche dei vari strati omogenei, me li fornisce la UNI 10351 [W/mK]

Conduttività termica λ [W/mK] \sim UNI 10351

Potenza termica che attraversa 1 m di parete quando si ha un $\Delta T = 1 K$ tra i due ambienti

Rappresenta l'attitudine a farsi attraversare da un flusso termico

Calore specifico c [KJ/KgK]

Quantità di calore necessaria ad aumentare di 1° grado la temp. di 1 kg di sostanza.

Influisce sulla capacità di accumulare calore dell'elemento

Resistenza termica superficiale

$$\left. \begin{array}{l} R_{s,i} = \frac{1}{h_i} \\ R_{s,e} = \frac{1}{h_e} \end{array} \right\}$$

\sim UNI 6946 \sim Dipende dalla direzione del flusso

\hookrightarrow Si applicano a superfici a contatto con l'aria.

Resistenza termica strati omogenei

$$R_s = \frac{d}{\lambda} \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad \sim \text{UNI 10351}$$

Resistenza termica strati non omogenei

$$R_i \sim \text{UNI 10355} \quad \text{oppure} \quad 10355 \sim C \rightarrow R_s = \frac{1}{C}$$

Resistenza d'intercapedini \sim UNI ISO 6946

Valori diversi a seconda dello spessore dell'intercapedine e di come è ventilata.

- Non ventilate $\sim R \approx 0,18 m^2 K / W$
- Fortemente ventilate: Se ho un'intercapedine fortemente ventilata, non esistono le resistenze di tutti gli strati che ho dopo, in quanto di fatto è come se tutto quello che ho prima dell'intercapedine fosse a contatto con l'esterno

Esistono tre tipi di ponti

- 1) Ponti termici di forma: il flusso devia a causa della geometria
- 2) Ponti termici di struttura: Deviazione del flusso dovuta alla presenza di un elemento che ha una resistenza termica diversa
- 3) Ponti misti

Per quantificare quanto i ponti dipendono si determinano due parametri

- Ψ TRASMITTANZA TERMICA LINEARE \rightarrow dipendono di più
- χ TRASMITTANZA TERMICA PUNTUALE \rightarrow di solito trascurati

Valutazione del flusso nel ponte

- Si determinano Ψ che indicano il flusso disperso per 1m di lunghezza
- Si calcola l'incremento del flusso

UNI 14683 \rightarrow Permette di determinare Ψ che dipende ovviamente dalle dimensioni che possono essere misurate in 3 modi

- 1) Misure interne
- 2) Misure interne totali
- 3) Misure esterne

Nota: potrebbe succedere che $\Psi < 0$

Ponte termico corretto

- Quando la trasmittanza termica della parete fittizia (il tratto in cui ho il ponte) non supera più del 15% quella della parete
- Se il ponte non è corretto si calcola una U_{media} tra la struttura e il ponte

$$U_c = \text{TRASM. PARETE CORRETTA}$$

$$U_f = \frac{\Psi}{S_f} = \text{TRASM. PONTE}$$

$$\frac{U_f - U_c}{U_c} < 15\% \rightarrow \text{PONTE CORRETTO}$$

COEFF. DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE

$$H_T = H_D + H_G + H_O + H_A$$

H_D : coef. di scambio diretto per trasmissione verso l'esterno

H_G : " " per trasmissione verso il terreno

H_O : " " " " verso ambienti non climatizzati

H_A : " " " " verso zone climatizzate ad una temp. diversa

Coef. di scambio per trasmissione verso l'esterno H_D

$$H_D = \sum_i A_i U_i + \sum_j l_j \Psi_j + \sum_k \chi_k$$

AREA INVOLUCRO

PONTI LINEARI

PONTI PUNTUALI

Tiene conto sia della parete che dei ponti termici

Coef. di scambio per trasmissione verso il terreno H_{GROUND}

$$H_G = A U_f \cdot b_{CN, GROUND}$$

dipende dal tipo di pavimento

Coef. di scambio per trasmissione verso ambienti non climatizzati H_O

$$H_O = (H_{i0}) b_{CN, X}$$

COEF. DI SCAMBIO TRA AMBIENTE CLIMATIZZATO E NON

$$b_{CN, X} = \frac{H_{ue}}{H_{i0} + H_{ue}}$$

COEF. DI SCAMBIO TRA AMB. NON CLIMATIZZATO E L'ESTERNO

$0 < b_{CN, X} < 1$ \leadsto mi dice quanto la T. dell'ambiente non climatizzato sia vicina a quella esterna.
Se \bar{e} 1 le due temp. sono uguali

LATERIZI

Vengono individuati in funzione del loro formato e del tipo di formatura.

A seconda del formato vengono distinti in

- Mattoni $V < 7500 \text{ m}^3$
- Blocchi $V > 7500 \text{ m}^3$

In funzione della formatura

- Mattoni pieni formatura $< 15\%$
- Mattoni semipieni $15\% < \text{formatura} < 55\%$
- Mattoni peggiori formatura $> 55\%$

ISOLANTE + LATERIZIO

Isolante \sim Riduce le dispersioni

Laterizio \sim Attenuazione e sfasamento carichi

ISOLAMENTO INTERNO

Permette di raggiungere velocemente la temperatura voluta.

Si usa per ambienti che hanno necessità di essere riscaldati velocemente, e saltuariamente.

Ha però dei rischi di condensa.

ISOLAMENTO IN INTERCAPEDINE

Viene inserito tra due pareti in laterizi o in calcestruzzo tra i vantaggi principali

- Basso costo e semplicità
- Isolante a riparo da a. atmosferici
- Migliore confort termico

Svantaggi

- Condensa
- Difficoltà di controllo
- Impossibilità di ridurre ponti termici

MASSA TERMICA FRONTALE M_s : È la massa della parete per unità di superficie

$$M_s = \sum \rho_s s_s \quad [Kg/m^2]$$

Se $\uparrow M_s$ allora \uparrow inerzia

CAPACITÀ FRONTALE CF: Energia termica immagazzinata dalla parete per ogni grado di aumento della temp. riferita alla sup. frontale

$$CF = \sum \rho_s s_s c_s \quad [KJ/m^2K]$$

Riconola:

$\lambda \rightsquigarrow$ influisce sulla rapidità di accumulo o rilascio di calore

$c \rightsquigarrow$ esprime l'attitudine del materiale ad accumulare energia

$a_z = \frac{\lambda}{\rho c}$ diffusività termica \rightsquigarrow velocità di diffusione del calore nel materiale

Ipotezzando una sollecitazione termica di tipo sinusoidale con periodo di 24 ore

la caratterizzazione dinamica dei componenti avviene mediante quattro fattori

- 1) Capacità termica areica interna
 - 2) Trasmitanza periodica interna
 - 3) Fattore di attenuazione
 - 4) Sfasamento termico
- } UNI 13786

Vediamole ad una ad una

1) CAPACITÀ TERMICA AREICA INTERNA

Esprime l'attitudine del componente opaco ad accumulare calore quando sottoposto ad una sollecitazione termica dinamica sulla sua faccia interna

$$K_i = \frac{C_i}{A_i} = \frac{1}{\omega} |Y_{ii} - Y_e| \quad [J/m^2K]$$

\nearrow AMMETTENZA TERMICA INTERNA
 \searrow FREQUENZA ANGOLARE

Dipendenze

- K_i è funzione della massa degli strati a contatto con l'aria interna.
A parità di M_s è maggiore con l'isolamento esterno
- Y_{IE} e f a parità di U sono minimi in assenza di isolante
- φ è funzione crescente di M_s , e a parità di M_s è maggiore con isolamento esterno

INVOLUCRO TRASPARENTE

Questi elementi isolano meno rispetto ad un componente opaco. consentono la trasmissione di energia termica per irraggiamento.

Per caratterizzarli vengono analizzati due parametri

① TRASMITTANZA TERMICA \rightarrow controllo dei flussi termici

② FATTORE SOLARE \rightarrow controllo della radiazione
(TRASMITTANZA TERMICA SOLARE)

① TRASMITTANZA TERMICA

Consideriamo l'elemento finestra composto dalla parte vetrata + il telaio ed ognuno avrà una sua trasmittanza

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_f U_f + (L_g \psi_g)}{A_g + A_f}$$

WINDOW
GLASS
FRAME

7 SOLO IN CASO DI VETRI MULTIPLI IN QUANTO HO I DISTANZIATORI CHE DI FATTO SONO UN PONTE TERMICO

Analizziamo ad uno ad uno i vari componenti

① TRASMITTANZA TERMICA VETRO U_g

$$U_g = \frac{1}{R_{se} + \sum \frac{d_i}{\lambda_i} + \sum R_{s,i} + R_{si}}$$

SUPERFICIALE ESTERNA
RESISTENZA INTERCAPEDINE

Come già detto dobbiamo tenere conto dell'isolamento notturno, e lo si fa mediante la frazione adimensionale della diff. cumulata di temperatura

$$U_{W, CORRETTA} = \underbrace{U_{W, SHUT}}_{< U_W} f_{SHUT} + U_W (1 - f_{SHUT})$$

Se si considera un profilo di 12 ore aperto e 12 chiuso si assume $f_{SHUT} = 0,6$

② FATTORE SOLARE (T_{SET} , F_S , g)

Definito come il rapporto fra il flusso dovuto alla radiazione solare complessivamente entrante in ambiente e la radiazione solare incidente

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SOLARE} &= A g I \\ T_{SET} &= \frac{(\tau + Nd) I}{I} = \tau + Nd \end{aligned}$$

FRAGIONE ASSORBITA

PROPRIETÀ OTICO-SOLARI

Coefficienti

- di trasmissione τ_s
 - di assorbimento d_s
 - di riflessione ρ_s
- $$\rho_s + \tau_s + d_s = 1$$

Sono funzioni dell'angolo d'incidenza della radiazione

Per calcolarne g si deve tenere conto di quest'angolo ma normalmente visto che non cambia di molto si usa un FATTORE DI ESPOSIZIONE $F_w = 0,9$

$$g_{GLASS} = 0,9 \cdot g_{GLASS\ NORMALI}$$

CATALOGHI

BASI DEL BILANCIO ENERGETICO DEL SISTEMA

Con il bilancio di energia sull'edificio ed il calcolo del fabbisogno energetico per il riscaldamento si cerca di ottenere i seguenti obiettivi:

- 1) Valutare il rispetto dei regolamenti in termini energetici
- 2) Confrontare diverse prestazioni energetiche
- 3) Indicare un livello di prestazione energetica
- 4) Stimare misure di risparmio
- 5) Prevedere esigenze future

Prima di iniziare la nostra analisi individuiamo problemi e soggetti

CLIMA: ($\Delta\theta$, Radiazione solare ecc...) rappresenta il complesso di sollecitazioni a cui è sottoposto l'edificio

EDIFICIO: Confine fisico tra ambiente esterno ed interno

IMPIANTO DI RISCALDAMENTO: Strumento mediante il quale si mantengono le condizioni di set point

Riconda: Nel bilancio energetico non si tiene conto del calore latente ma solo di quello sensibile

Mi metto in condizioni

- Regime stazionario
- Portate costanti

Bilancio sull'edificio

$$\sum_i Q_{i0} = \sum_o Q_o + \dot{m} c_p (T_e - T_i)$$

↳ Ingresso

↳ USCITA

Valutata $Q_{H,need}$! nisargo alla richiesta stagionale di energia primaria !

RISCALDAMENTO

$$Q_{H,need} = Q_{H,hz} - \eta_{H,gained} Q_{gained} = (Q_{H,zn} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} (Q_{soc} + Q_{int})$$

• In inverno $T_{SET-POINT} = 20^{\circ}C$

• $\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione, esso varia tra $0 \div 1$, e indica quanto effettivamente si utilizza degli apporti gratuiti, in quanto non tutti sono utili, quelli considerati inutili sono quelli che generano un sovriscaldamento

RAFFRESCAMENTO

$$Q_{C,need} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} Q_{C,ht} = (Q_{soc} + Q_{int}) - \eta_{C,ls} (Q_{C,zn} + Q_{C,ve})$$

quelli che in inverno erano guadagni in estate sono carichi termici da smaltire

questi diventano dei guadagni nella stagione estiva

• $T_{SET-POINT} = 26^{\circ}C$

• $\eta_{C,ls}$ analogamente a prima in quanto gli apporti gratuiti inutili sono quelli che possono generare sottoaffreddamento

PROCEDIMENTO DI CALCOLO PER $Q_{H,need}$

- 1) Definire i confini dello spazio riscaldato, rispetto all'esterno e a spazi non riscaldati
- 2) Valutare i coefficienti di trasmissione
- 3) Valutare i coefficienti di dispersione per ventilazione
- 4) Definire $T_{SET-POINT}$
- 5) Valutare la temp. est. media
- 6) Valutare il periodo in cui uso l'impianto
- 7) Calcolare $Q_{H,zn}$ e $Q_{H,ve}$
- 8) Calcolare Q_{int}
- 9) Calcolare Q_{soc}
- 10) Calcolare $Q_{H,need}$ mediante il bilancio

Ricondola: Più è rigido il clima maggiori sono i gradi giorno

GRADI-GIORNO: Somma estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura ambiente, (20°C) e la temp. esterna media giornaliera

Praticamente si valuta ogni giorno la differenza

$$(20 - \theta_{m,e})$$

e si sommano solo le differenze > 0

$$GG = \sum_{i=1}^N (20 - \theta_{m,e,i})^+$$

La $\theta_{m,e}$ è valutata come **media aritmetica di 4 valori**

- T massima
- T minima
- T alle 8.00
- T alle 19.00

La sommatoria va estesa a tutta la stagione in cui la temp. media mensile esterna $< 12^{\circ}\text{C}$

L'inizio e la fine di questo periodo va individuato tra i limiti in cui la T esterna è minore e maggiore di 12°C per tre giorni consecutivi



RAFFRESCAMENTO

$$Q_{c,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{c,ls} (Q_{c,zn} + Q_{c,ve})$$

↓
APPORTI GRATUITI

$$\rightarrow Q_{c,zn} = H_{zn,ads} (\theta_{int,set,cad} - \theta_e) Z + \left\{ \sum_k F_{R,k} \cdot \Phi_{N,mn,k} \right\} Z$$

COEF. DI TRASMISSIONE

$$H_{zn,ads} = H_D + H_g + H_o + H_A$$

$$H_{zn,x} = b_{zn,x} \left[\sum_c A_i U_i + \sum_k L_k \gamma_k + \sum_s \chi_s \right]$$

$$\rightarrow Q_{c,ve} = H_{ve,ads} (\theta_{int,set,cold} - \theta_e) Z$$

COEF. DI VENTILAZIONE

$$H_{ve,ads} = \rho_a c_a \left\{ \sum_k b_{ve,k} q_{ve,k,mn} \right\}$$

$$q_{ve,k,mn} = f_{ve,z,k} \cdot q_{ve,k}$$

RISCALDAMENTO

$$Q_{H,need} = (Q_{H,zn} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol})$$

↓
APPORTI GRATUITI

$$\rightarrow Q_{int} = \left\{ \sum_k \Phi_{int,mn,k} \right\} Z$$

↓
APPORTI DI CALORE INTERNI

$$\rightarrow Q_{sol} = \left\{ \sum_k \Phi_{sol,mn,k} \right\} Z$$

↓
APPORTI SOLARI

$$\Phi_{sol,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,k} \cdot I_{sol,k}$$

↓
FATTORE DI SHADING

↓
AREA SOLARE

↓
IRRADIANZA SOLARE

FATTORE DI SHADING

$$F_{sh,ob} = F_{hor} F_{ov} F_{fin}$$

il fattore di utilizzazione può essere espresso come rapporto tra gli apporti gratuiti che vanno a compensare le dispersioni e tutti gli apporti gratuiti entranti

$$\eta_{H,gn} = \frac{Q_{ht-gn}}{Q_{gn}}$$

Se $\eta < 1$ gli apporti superano le dispersioni quindi vedo a scarse questa quota in più

Considera che

- > Solo una parte degli apporti solari va a diminuire il fabbisogno di riscaldamento e restante parte \sim SURRISCALDAMENTO
- > Solo una parte delle dispersioni va a diminuire il fabbisogno di raffreddamento e restante parte \sim SOTTORAFFREDDAMENTO

DATI INGRESSO PER I CALCOLI

① Caratteristiche edilificio

- Volume lordo e netto dell'ambiente climatizzato
- Superficie utile
- Superfici componenti involucro
- Dimensioni e tipologie parti termici
- Orientamenti
- Caratteristiche geometriche degli elementi esterni

② Caratteristiche termiche

- Trasmissione termica componenti
- Capacità termica inerzia
- Trasmissione di en. solare
- Fattori assorbimento solare pareti
- Emissività delle facce esterne
- Fattori di riduzione di g
- Fattori riduzione del tetto ed altri componenti
- Coef. trasmissione lineare dei ponti

③ Dati climatici

Fattore di riduzione per ombre esterne

$$F_S = F_{HOR} \cdot F_{OV} \cdot F_{PIN}$$

CALCOLO FABBISOGNO DI EN. PRIMARIA

Ènergia primaria è un'energia che non ha bisogno di trasformazioni

CLASSE ENERGETICA: Rappresenta l'energia primaria necessaria a fornire il riscaldamento e l'acqua calda sanitaria, nulla viene richiesto per il raffreddamento

Risparmio energetico: lo si ha quando si riesce a mantenere nel tempo un rendimento pressoché costante senza abbassamenti in modo che l'impianto abbia sempre prestazioni ottimali

Per risalire a partire dal $Q_{H,need}$ fino al fabbisogno di energia primaria si devono valutare i rendimenti dei vari sottosistemi, i quali sono precalcolati in tabelle a partire da alcune caratteristiche

Rendimento medio stagionale

$$Q_{P,H,W} = Q_{P,H} + Q_{P,W}$$

FABBISOGNO EN. PRIMARIA X RISCALDAM.

FABBISOGNO EN. PRIMARIA X ACQUA CALDA

Impianto di riscaldamento

RENDIMENTO DI RISCALDAMENTO

$$\eta_{g,H} = \frac{Q_H}{Q_{P,H}}$$

Impianto di prod. acqua calda sanitaria

RENDIMENTO ACQUA CALDA SANITARIA

$$\eta_{g,W} = \frac{Q_W}{Q_{P,W}}$$

Impianto riscaldamento + acqua calda sanitaria

RENDIMENTO GLOBALE

$$\eta_{g,H,W} = \frac{(Q_H + Q_W)}{Q_{P,H,W}}$$

CALCOLO FABBISOGNO (SEMPLIFICATO)

$$Q_{PRIMARIA} = Q_{H, need} + Q_{is, e} + Q_{is, ny} + Q_{is, d} + Q_{is, g} + Q_{H, AUX} \cdot f_{p, ee}$$

emission regulation distribution generation en elettrica

FATTORE DI CONVERSIONE Elett → PRIM. 2,17

ENERGIA PERSA ALL' EMISSIONE

$$Q_{is, e} = Q_{H, need} \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e}$$

ENERGIA PERSA ALLA REGOLAZIONE

$$Q_{is, ny} = (Q_{H, need} + Q_{is, e}) \frac{1 - \eta_{ny}}{\eta_{ny}}$$

ENERGIA PERSA ALLA DISTRIBUZIONE

$$Q_{is, d} = (Q_{H, need} + Q_{is, e} + Q_{is, ny}) \frac{1 - \eta_d}{\eta_d}$$

ENERGIA PERSA ALLA GENERAZIONE

$$Q_{is, gn} = (Q_{H, need} + Q_{is, e} + Q_{is, ny} + Q_{is, d}) \frac{1 - \eta_{gn}}{\eta_{gn}}$$

RENDIMENTO DI EMISSIONE η_e

"Rapporto tra il calore richiesto per il riscaldamento con un sistema di emissione teorica in grado di fornire una temperatura uniforme, ed il sistema originario nelle stesse condizioni"

Vuole esprimere due fenomeni fisici

- 1) Minore o maggiore uniformità del campo termico e stratificazione
- 2) Pendite di calore attraverso le superfici

Variabili che lo influenzano

- TIPO DI TERMINALE
- ALTEZZA AMBIENTE
- LOCALIZIONE DEL TERMINALE
- CARICO TERMICO UNITARIO



- **SOLO AMBIENTE**: Tiene conto solo di quanto succede in ambiente, quindi può generare sprechi
- **AMBIENTE + CLIMATICA**: Climatologica prioritaria, infatti riscalda il fluido termovettore in base alla $t.$ esterna. Quando arriva alla T di set point, funziona con quella ambiente
- **SOLO ZONA**: Con un unico termostato controllo più ambienti
- **ZONA + CLIMATICA.**

La migliore in assoluto è l'ambiente + climatica.
Tutti i tipi di regolazione devono inoltre fare i conti con l'inerzia termica dell'involucro

RENDIMENTO DI DISTRIBUZIONE η_d

Rapporto tra la somma del calore utile emesso dai corpi scaldanti e del calore disperso dalla rete all'interno dell'involucro ed il calore immesso in rete dall'impianto di produzione

Variabili

- 1) Isolamento tubazioni
- 2) ΔT tra fluido e tubazione
- 3) Lunghezza tubazione
- 4) Ambiente in cui scorre la tubazione
- 5) Tipo di distribuzione

Le tabelle tengono inoltre conto del tipo di edificio
Abbiamo

- Impianti autonomi \rightarrow cioè all'interno dell'appartamento
- " centralizzati \rightarrow fornisce più appartamenti



DISTRIBUZIONE ORIZZONTALE: Ogni terminale riceve la sua portata d'acqua

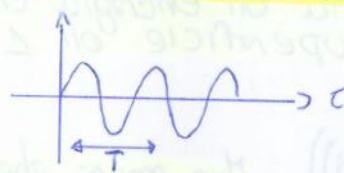
" **VERTICALI**: Vani terminali sono alimentati con la stessa portata

Infine va ricordato che i valori delle tabelle si riferiscono a temp. di mandata e ritorno di $80/60^\circ\text{C}$. Per temperature di progetto diverse si applicano coef. di connessione

ACUSTICA

Onde acustiche

- Necessitano di un mezzo elastico
- Longitudinali (velocità di propagazione e di oscillazione nella stessa direzione)
- Generano delle variazioni di pressione, percepibili dall'orecchio, ma non misurabili da barometri
- Frequenza: Indica variazioni di pressione al secondo [Hz]
- Tono puro: Individuato da una singola frequenza, ha un andamento puramente sinusoidale ed è caratterizzato da Periodo, Frequenza e Ampiezza
- Rumore ~~arabes~~ banda larga: Sovrapposizione di molti toni puri cioè di molte frequenze
- Rumore bianco: miscuglio di frequenze ripartite allo stesso modo, cioè tutte con stessa energia, in modo che nessuna frequenza prevale sull'altra.



Velocità di propagazione

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

è inversamente proporzionale alla densità del mezzo

- In un mezzo l'onda si muove molto più velocemente che nell'aria
- Per un gas ideale vale $c = \sqrt{\gamma R^* T}$
- $c_{\text{ARIA}} \approx 340 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $c = \lambda f$ dove $\lambda = \text{lunghezza d'onda}$ e $f = \text{frequenza}$.

Frequenza vs Lunghezza d'onda

$c = \lambda f \Rightarrow \frac{c}{f} = \lambda \Rightarrow$ Più è alta la frequenza, più diminuisce la lunghezza d'onda

- Un suono che ha una frequenza bassa, ha una λ alta, questo significa che un suono che ha una bassa frequenza non lo sento in un ambiente piccolo

Bande ad n-esimi di ottava: Per analisi più fini, questa volta

$$f_2 = 2^{\frac{1}{n}} f_1$$

Livelli e Decibel

- Soglia di udibilità $20 \mu\text{Pa}$ (a 1000 Hz)
- Soglia dolore 20 Pa (a 1000 Hz)
- Se $L_1 = L_2 \Rightarrow L_{\text{TOT}} = L_1 + 3$

$$L_P = 20 \log \frac{P}{P_0}$$

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}$$

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0}$$

Spettro dell'udibile

- $[20 \text{ Hz} - 20000 \text{ Hz}]$ con massima sensibilità a 4000 Hz
- A $1000 \text{ Hz} \Rightarrow [20 \mu\text{Pa} - 20 \text{ Pa}]$ SOGLIA UDIBILITÀ
- LEGGE DI WEBER $S - S_0 = K \ln \frac{I}{I_0}$
 La variazione dell'intensità I_0 di sensazione acustica S è prop. all'incremento relativo dell'intensità acustica.
 Man mano che l'intensità sale, la sensazione acustica diventa sempre più difficile da variare.

Sensazione uditiva e frequenza

- CAMPO DIRETTO: $L_P = L_I$
- La sensazione sonora dipende dalla frequenza.

Avvolgimento Nonmale

- A 1000 Hz i livelli di pressione e intensità coincidono con la sensazione in phon, non è vero variando la frequenza
- Se sale l'intensità sento molto bene le basse frequenze

Curve isofoniche

- Curva isophon: Esprime punti ad uguale sensazione sonora
- L'udito umano è più sensibile alle frequenze centrali del campo dell'udibile $1000 - 4000 \text{ Hz}$
- Sensazione sonora raddoppia all'aumentare di 20 volte di pressione o intensità

Campi Sonori

- CAMPO LIBERO (DIRETTO) \rightarrow SPAZIO ESTERNO $L_I \neq L_P$
- CAMPO PERFETTAMENTE RIVERBERATO (DIFFUSO) \rightarrow U è uguale in ogni punto dell'ambiente $L_I \neq L_P$
- CAMPO SEMIRIVERBERATO
 \hookrightarrow Vicino alla sorgente prevale il contributo diretto, lontano quello riflesso

Assorbimento in c. sonori

- Le onde che incidono sulle pareti vengono in parte riflesse, assorbite o trasmesse
- In acustica non si distingue tanto tra assorbita e trasmessa perché tutto ciò che non viene riflesso non manca contributo nella stanza in cui è presente la sorgente

$$a = a' + Z$$

ASSORBIMENTO APPARENTE

$$N + a' + Z = 1 \rightarrow N + a = 1$$

- All'aumentare dello spessore aumenta l'assorbimento apparente
- All'aumentare della frequenza, l'assorbimento è più efficace
- Unità fonoassorbenti: Sedie, poltrone e qualsiasi altra cosa presente in ambiente \rightarrow si misurano in m^2

Livello d'intensità in campo libero

- fronte d'onda sferico

$$I = \frac{W}{4\pi R^2}$$

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{W}{I_0 4\pi R^2} \cdot \frac{W_0}{W_0} = 10 \log \frac{W}{W_0} + 10 \log \frac{W_0}{I_0} \frac{1}{4\pi R^2}$$

$$= L_W - 11 - 20 \log R$$

Derivazione di Sabine

Hp: Ambiente chiuso perf. Niventravante.

Cammino libero medio $L_m = \frac{4V}{S}$

Tempo libero medio $\tau_m = \frac{4V}{cS}$

Si fa un bilancio di energia

Pot. emessa - Pot. Assorbita = Variazione di en. *****
acustica

Posso risolvere l'eq. in due regimi

A) REGIME $\rightarrow \Delta U = 0$

B) TRANSITORIO $\rightarrow \Delta U \neq 0$

Potenza emessa
incidente $= \frac{V U_d}{\tau_m} = \frac{V \cdot U_d}{\frac{4V}{cS}} = \frac{c U_d S}{4}$

Pot. assorbita $= \frac{c U_d A_{TOT}}{4}$

Bilancio in caso di eoda sonora

***** $W - \frac{c U_d A_{TOT}}{4} = \frac{dE}{d\tau} = \frac{d(V U_d)}{d\tau} = \frac{V dU_d}{d\tau}$

Durante la eoda spengo la sorgente $\rightarrow W = 0$

$$d\tau = -\frac{4V}{c A_{TOT}} \frac{dU_d}{U_d}$$

Integro $\int_0^{\tau} d\tau' = - \int_{U_0}^U \frac{4V}{c A_{TOT}} \frac{dU_d}{U_d}$

$$\tau = -\frac{4V}{c A_{TOT}} \ln \frac{U_d}{U_{d0}} \quad \rightarrow \quad U_d = U_{d0} e^{-\frac{c A_{TOT} \tau}{4V}}$$

- Ambiente vivo, molto riverberante: l'estensione del campo diretto è limitata, R molto basso
- Ambiente sordo: notevole estensione del campo diretto, R molto alto e ambiente molto assorbente

DISTANZA CRITICA: Distanza alla quale componente diretta e diffusa sono uguali

$$d_c = \sqrt{\frac{QR}{16\pi}}$$

Tempo di riverberazione ottimale

A 1000 Hz $\rightarrow \Sigma_{opt, 1000} = K \sqrt{V}$

$K = 0,3; 0,4$ Parlato

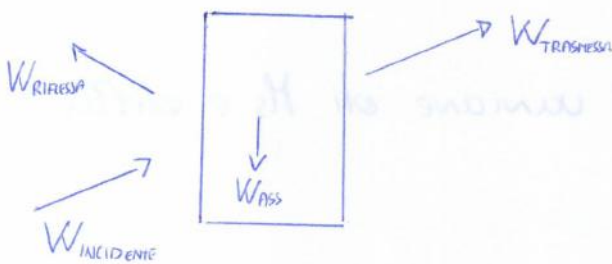
$K = 0,5; 0,8$ Musica

Trasmissione del rumore

Il rumore si trasmette nelle strutture essenzialmente in

- modo diretto
- via strutturale

Coefficiente di trasmissione



$$\tau = \frac{W_{trasmesa}}{W_{incidente}}$$

Fonoisolamento

- Poterefonoisolante della parete

$$R = 10 \log \frac{W_{incidente}}{W_{trasmesso}}$$

Visto che il suono si propaga per

- via diretta sulla parete
- via indiretta

Se teniamo conto di tutte e due si parla di POTERE FONOISOLANTE APPARENTE

Risonanza (basse frequenze)

Ogni struttura è dotata di caratteristiche elastiche, ed ha una frequenza propria bassa, la più bassa delle quali è definita fondamentale.

Se la parete è sollecitata con frequenza pari a quella propria il potere fonoisolante peggiora.

Fattori influenti

- condizioni di vincolo
- densità ed elasticità del ~~base~~ materiale
- dimensioni e spessore parete

Effetto di coincidenza (alte frequenze)

λ_a = onda sonora incidente con angolo α

λ_d = vibrazioni flessionali di un muro

Se si verifica la condizione $\frac{\lambda_a}{\sin \alpha} = \lambda_d$

il potere isolante si abbassa.

Per angolo $\alpha = 90^\circ$ si ha la frequenza critica ed R ha un minimo.

Fattori influenti

- densità parete
- spessore parete

$$f_c = \frac{c}{\lambda_d}$$

• Pareti in laterizio : f_c a basse frequenze

• Pareti in cartongesso : f_c ad alte frequenze

Curva di valutazione

Esprime l'isolamento acustico di una parete con un solo numero \rightarrow INDICE DI VALUTAZIONE

Definita la curva standardizzata a 500 Hz, si cerca di posizionarla il più vicino possibile alla curva reale.

Vale la seguente condizione

$$\frac{\sum (\text{SCOSTAMENTI STANDARDIZZATI})}{\text{Num. di bande}} \leq 2$$

$$e \quad (I_i - R_{i, \text{max}}) \leq 5$$

↑ INDICE DI VALUTAZIONE

$\phi_e(\lambda) = \text{Flusso energetico monocromatico} \quad [W/\mu m]$

$\phi_e = \int_0^\infty \phi_e(\lambda) d\lambda \quad [W]$ Flusso energetico integrale

$\phi(\lambda) = K(\lambda) \cdot \phi_e(\lambda) \quad [lm/\mu m]$ Flusso luminoso monocromatico

$\left[\frac{lm}{W} \right] \quad \left[\frac{W}{\mu m} \right]$

$\phi = \int_0^\infty K(\lambda) \phi_e(\lambda) d\lambda \quad [lm]$ Flusso luminoso

$V(\lambda) = \frac{K(\lambda)}{K_{MAX}}$ Fattore di visibilità in forma adimensionale $[0 \div 1]$

$I = \frac{d\phi}{d\omega} \quad [cd]$ $1 \text{ cd} = 1 \frac{lm}{sr}$ Intensità luminosa

$\phi = \int_{4\pi} I d\omega \quad [lm] = \left[\frac{lm}{sr} sr \right]$

$M = \frac{d\phi}{dS_{em}} \quad \left[\frac{lm}{m^2} \right]$ EMISSIONE $\Rightarrow \frac{lm}{m^2} = lux \cdot s \cdot b.$

$L = \frac{dM}{d\omega \cos \theta}$ ANGOLO DI EMISSIONE $\left[\frac{lm}{m^2} \cdot \frac{1}{sr} \right] = \left[\frac{lm}{sr \cdot m^2} \right] = \left[\frac{cd}{m^2} \right] = [nit]$ (LUMINANZA)

In caso di superficie lambertiana $M = \pi L$
cioè che emette in modo diffuso

$E = \frac{d\phi}{dS_{RIC}} \quad \left[\frac{lm}{m^2} \right] = [lux]$ \sim Mi da informazioni sulla superficie senza disturbo come una sorgente

Sorgente di luce riflessa $\rightarrow M = \rho E$ e $L = \frac{\rho E}{\pi} = \frac{M}{\pi}$

Luminescenza → Danno una luce colorata



Fluorescenza: Conneggono il problema della luce colorata assorbendo la radiazione e riemettendola ad una lunghezza d'onda diversa.

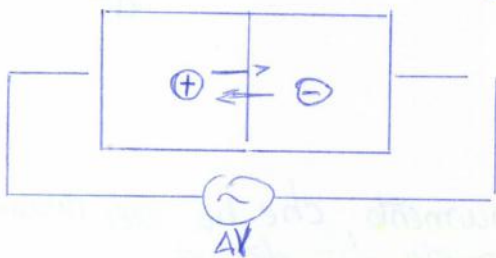
LED

Diode in materiale semiconduttore che emette per luminescenza.

Il diode è drogato in modo da ottenere una giunzione p-n. In base al drogaggio si avranno λ diverse e quindi colori diversi

λ maggiori → Energie minori → Rosso

λ minori → Energie maggiori → Blu



Elettroni e lacune si ricombinano e cedono energia sotto forma di fotoni

$\uparrow i \Rightarrow \uparrow$ fotoni $\Rightarrow \uparrow$ intensità luminosa

Sono caratterizzati da

- lunga vita ≈ 8000 ore \Rightarrow Questo parametro è funzione di Temp. di giunzione e corrente.
- alto $\eta \approx 100 \frac{\text{lm}}{\text{W}}$
- No UV o IR
- luce colorata
- ΔV basso
- Sicurezza
- COL PASSARE DEL TEMPO $\Phi_L \downarrow$

Apparecchi illuminanti

d'apparecchio deve orientare il flusso, evitare abbagli, proteggere la lampada e gli utenti

$I = I(\omega) \leadsto$ dipende dall'angolo!



$I(\epsilon, \varphi) \leadsto$ solido geometrico



Coefficiente di utilizzazione del flusso

Rapporto tra il flusso utile incidente sul piano e quello globalmente emesso

$$C_u = \frac{\Phi_u}{\Phi_{emesso}}$$

$$\Phi_u = \int_S \mathbf{E} \cdot d\mathbf{s} = \sum_i E_i \cdot S_i = \bar{E} \cdot S$$

$$\Phi = \int_{4\pi} I \, d\omega = \sum_{i=1}^n I_i \omega_i$$

il flusso effettivo si riduce nel tempo per degnado

$$\Phi_{eff} = \frac{\bar{E} \cdot S}{D \cdot M \cdot C_u}$$

FLUSSO LUMINOSO

Prestazione visiva: Velocità e accuratezza nello svolgimento di un compito visivo

Compito visivo: Osservazione di oggetti e oggetti in relazione ad una determinata attività

Requisiti di illuminazione interni

- ① Adeguato livello e uniformità di illuminamento
- ② Evitare forti contrasti → **FATTORE DI CONTRASIO**
 $C = \frac{|L_2 - L_1|}{L_1}$
 C è soggetto a centri unici
- ③ Evitare l'abbagliamento diretto o riflesso $L < 1400 - 3000 \frac{cd}{m^2}$
- ④ Restituire in modo adeguato i colori → **RESA CROMATICA**

TEMPERATURA DI COLORE: correlazione tra la dominante del colore e la temperatura del corpo nero che determina quel colore.

INDICE DI RESA CROMATICA: Capacità di una sorgente luminosa di restituire fedelmente i colori rispetto ad una sorgente di riferimento che è quella naturale. Scala che va da 100 (Rese perfetta) a 0 (Nessun cecore)

Tonalità di colore

- bianco - calda (W) < 3300 K
- bianco - neutra (I) 3300 ÷ 5300
- bianco - fredda (C) > 5300

Illuminazione naturale interni

È importante in quanto è di fatto un appunto gratuito che permette di mantenere spenti gli impianti artificiali

$$E_{\text{interno}} = E_{\substack{\text{diretta} \\ \text{sole e} \\ \text{volta} \\ \text{celeste}}} + E_{\substack{\text{riflessa} \\ \text{esterno}}} + E_{\substack{\text{riflessa} \\ \text{interno}}}$$

↓
ALBEDO dovuto ad edifici, o terreno

Fattore di luce diurna

Dipende da come è fatto il locale quindi geometria, e riflessione degli interni.

Indica quanto dell'illuminamento esterno ho all'interno

$$FLD = \frac{E_i}{E_o}$$

↑ illuminamento orizzontale all'interno
↓ illuminamento orizzontale esterno

NON dipende dalla radiazione solare, in quanto se questa diminuisce, abbassa anche E_o ma si abbassa anche E_i

$$FLD_{\text{im}} = \frac{\sum \alpha \cdot A_v \cdot F}{(1 - \rho_{\text{im}}) S}$$

↓
dipende da come è orientata la finestra

È soggetto a regolamentazione che prevede dei valori limite

$$FLD_{\text{im}} \rightsquigarrow E_o = \frac{E_i}{FLD_{\text{im}}} \rightsquigarrow \text{DIAGRAMMA DI DRESLER} \rightsquigarrow \% \text{ di tempo in cui non ho bisogno di illuminazione artificiale}$$

Diagramma cromatico

- Linea VGR rappresenta i colori puri, che non contengono bianco e che sono individuati da una singola radiazione
- Se individuo un punto C fuori dalla zona delle magente, e traccio una retta che passa per E, C individuo un punto D sulla linea esterna che mi indica qual'è la dominante del colore.
- La zona delle magente o porpora contiene dei colori che non hanno dominante, cioè non li posso ottenere meschiando del bianco ad una dominante, ma li devo ottenere come somma di radiazioni diverse. All'esterno di questa zona tutti i colori sono rappresentabili come colore puro (dominante) + bianco

Purezza cromatiche

La saturazione ci indica quanto bianco è presente rispetto alla dominante, ed è dato dal rapporto di due segmenti

$$P_c = \frac{WC}{WD}$$

Luogo Plankiano

Luogo dei punti che connettono la dominante del colore e la temperatura di corpo nero (Temp. di colore)