01/03/2010

Termofisica dell'edificio e impianti di climatizzazione

prof. Walter Grassi - DEN - 050/ -

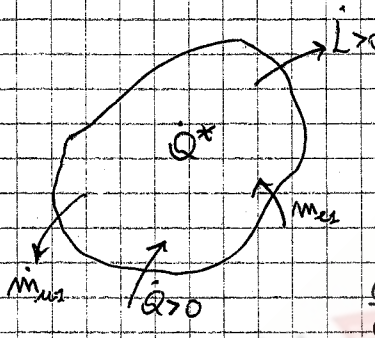
materiale didattico = "Lezioni di impianti tecnici" - Bettanini, Brunello, CLEUP

materiale didattico sul sito web del docente

modalità d'esame = prova orale

programma di massima: impianti di riscaldamento e condizionamento, applicazioni delle rinnovabili agli edifici, normativa sul risparmio e certificazione energetica.

Richiami di termodinamica e trasmissione del calore (ing. Testi)



$$\frac{dM}{dt} = \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_{ei} - \sum_{j=1}^{m} \dot{m}_{uj}$$

(bilancio di massa) ~~in condizioni stazionarie~~

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{L} + \dot{Q}^* + \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_{ei} h_{ei} - \sum_{j=1}^{m} \dot{m}_{uj} h_{uj}$$

(bilancio di energia)

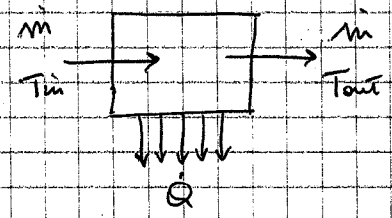
MASTER COPY
Tel. 388/9837745

Quelli scritti sono i bilanci di massa ed energia nella forma che torna più utile nelle applicazioni agli edifici, che non hanno lavoro utile prodotto, energia cinetica dell'aria in ingresso ed in uscita trascurabile. L'energia che si considera è quella interna, e il bilancio di entropia non si utilizza ai fini dell'analisi di un edificio. Si faranno poi ipotesi di stato stazionario in cui le derivate saranno poste uguali a zero e si lavorerà solo sui bilanci in entrata ed in uscita. Una tipica applicazione sarà quella di calcolare il $\dot{Q}^*$ che una caldaia deve fornire per mantenere la temperatura voluta costante.

$h_{aria} = c_{p,aria} T_{aria}$ [J/Kg] con $c_{p,aria} = 1005$ J/KgK a T = 25°C

$U = M c_v T$ con $c_v = c_p - R = 1005 - 287 = 718$ J/KgK a T = 25°C

Per un corpo scaldante il bilancio di energia si può scrivere come segue, in condizioni stazionarie

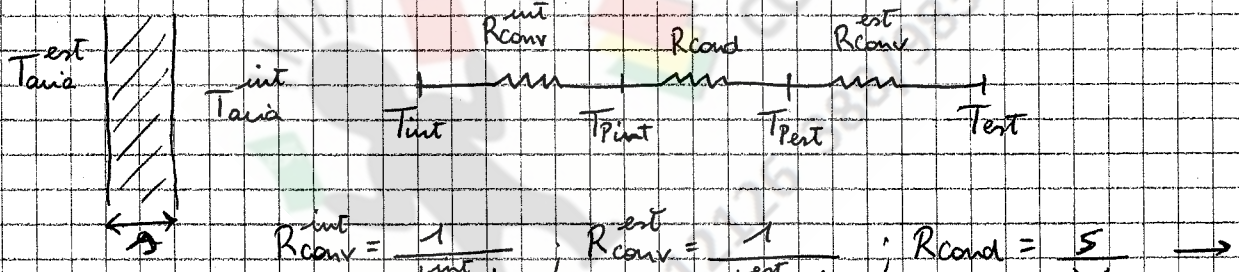


$$|\dot{Q}| = -\dot{m} c (T_{out} - T_{in})$$

Le valutazioni fatte prima sull'entalpia e l'energia interna erano relative all'aria considerata come gas ideale: per un liquido si ricavano energia interna ed entalpia (circa uguali) come segue.

$$h_{acqua} \simeq u_{acqua} = c\, T_{acqua} \quad \text{con} \quad c_{acqua} = 4186\ J/kgK$$

Il caso più semplice di scambio termico in un edificio è quello che avviene attraverso una parete che separa l'ambiente esterno dalla stanza: si ottiene in questo caso l'analogia elettrica



$$R_{conv}^{int} = \frac{1}{\alpha_{conv}^{int} A} \; ; \; R_{conv}^{est} = \frac{1}{\alpha_{conv}^{est} A} \; ; \; R_{cond} = \frac{s}{\lambda A} \longrightarrow$$

$$\longrightarrow R_{tot} = \left(\frac{1}{\alpha_{conv}^{int} A} + \frac{1}{\alpha_{conv}^{est} A} + \frac{s}{\lambda A} \right) = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{\alpha_{conv}^{int}} + \frac{1}{\alpha_{conv}^{est}} + \frac{s}{\lambda} \right)$$

Come temperatura esterna si prendono valori diversi secondo il tipo di calcolo che si deve effettuare: in condizioni di progetto ci si pone nel caso peggiore, che per la zona di Pisa è di 0°C; nel caso di calcolo diagnostico dei consumi si devono considerare le più reali condizioni possibili in modo statico (medie mensili) o dinamico (medie ogni 15-30 minuti).

La resistenza conduttiva si calcola come s/λ nel caso di parete monostrato, mentre in realtà gli strati sono più di uno: può

essere presente, oltre ai due strati di intonaco ed a quello di muratura, uno strato di isolante interno o esterno, oppure una intercapedine. Sarà quindi opportuno scrivere la resistenza conduttiva come sommatoria delle singole resistenze di strato.
Per quanto riguarda le <u>resistenze convettive</u> bisogna considerare che all'interno si ha <u>convezione naturale</u>, mentre all'esterno la convezione è generalmente forzata

all'interno $Gr = \frac{g\beta|(T_P - T_F)|L_c^3}{\nu^2}$ con $\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p$

per un gas ideale $\rho = \frac{p}{RT} \rightarrow \beta = \frac{1}{T}$ con $T = T_{F,m} = \frac{T_P + T_T}{2}$

$\nu_{aria} = 1{,}5 \cdot 10^{-5}\ m^2/s$

Il numero di Grashof sarà molto elevato ($\simeq 10^{10}$) per effetto della viscosità cinematica ν; la lunghezza caratteristica L_c è nel caso di una stanza l'altezza della stessa. Le condizioni di convezione naturale sono turbolente essendo $Ra > 10^9$.

$Ra = Pr \cdot Gr$ con $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ per l'aria $\mu = \nu\rho \simeq 1{,}8 \cdot 10^{-5}\ kg/m \cdot s$ $\rightarrow$

$\lambda = 0{,}02\ W/mK$

$\rightarrow Pr_{aria} \simeq 0{,}71 \rightarrow Ra_{aria} \simeq 10^9 \div 10^{10}$

Una volta trovato il numero di Rayleigh si trova quello di Nusselt e di conseguenza il coefficiente di scambio convettivo α_{conv}.

$Nu = \frac{\alpha L_c}{\lambda} = 0{,}13 \cdot Ra^{(1/3)}$ — condizioni turbolente ($\frac{1}{4}$ per laminari)

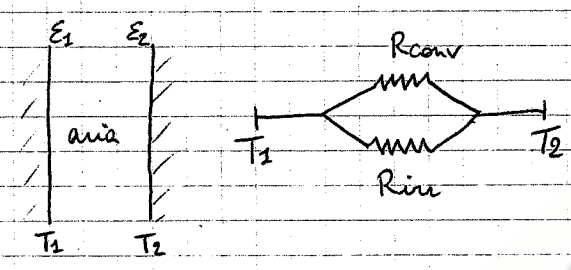
A parte questi calcoli che possono essere effettuati volta per volta esistono delle apposite tabelle sulle <u>normative tecniche</u> come la norma UNI 6946 che definisce le resistenze convettive liminari interne ed esterne.
Per quanto riguarda la parte esterna che è in <u>convezione forzata</u>

MASTER COPY
Tel. 388/9837745

si utilizza il numero di Nusselt come funzione di quelli di Reynolds e Prandtl.

$$Re = \frac{w L_c}{\nu} \quad ; \quad Nu = f(Re, Pr)$$

Nel caso in cui sia presente una <u>intercapedine</u>, bisogna tenere conto oltre che della convezione naturale dell'aria, dell'irraggiamento tra le due pareti: le due resistenze vanno considerate in parallelo.



$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha_{conv} A}$$

$$R_{tot} = \left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A} + \frac{1}{A} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A}\right) \parallel \left(\frac{2-\varepsilon}{\varepsilon A}\right)$$

$$\dot{Q}_{irr} = \frac{\sigma\left(T_1^4 - T_2^4\right) \cdot A}{\left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1 + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right)} \simeq \frac{\sigma\left(T_1^4 - T_2^4\right) A}{\left(\frac{2-\varepsilon}{\varepsilon A}\right)} \qquad \text{con } \sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\ W/m^2K^4$$

$$\left(T_1^4 - T_2^4\right) = \left[\left(T_1^2 + T_2^2\right)\left(T_1 + T_2\right)\right]\left(T_1 - T_2\right) = \left(4\overline{T}^3\right)\left(T_1 - T_2\right) \longrightarrow$$

$$\longrightarrow \dot{Q}_{irr} = \left(T_1 - T_2\right) \cdot \frac{\sigma_A \cdot A \cdot 4\overline{T}^3}{\left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1 + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right)} \longrightarrow R_{irr} = \frac{\left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + 1 + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right)}{\sigma A \cdot 4\overline{T}^3}$$

Per il calcolo delle perdite di carico e quindi il dimensionamento delle pompe va sempre utilizzato il <u>teorema di Bernoulli</u> in condizioni stazionarie ed in una singola tubazione

$$de_c + de_p + \delta l_n + \delta l_{attr} + v dp = 0 \longrightarrow \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta e_c + \Delta e_p + l_n + l_{attr} = 0 \longrightarrow$$

$$\longrightarrow \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{w_{out}^2 - w_{in}^2}{2} + g\left(z_{out} - z_{in}\right) + l_n + l_{attr} = 0$$

Il lavoro di attrito si può calcolare come somma di due componenti: le perdite distribuite e le perdite concentrate

$$l_{attr} = l_{attr}^{dist} + l_{attr}^{conc} = \frac{1}{2} w_{in}^2 \frac{L}{D_H} f + \frac{1}{2} w^2 K_{conc}$$

con $f = \frac{c}{Re}$; $c = 50 \div 100$ (64 per cilindro) per laminare ; $f = 0{,}02 \div 0{,}05$ per turbolento

04/03/2010

Un edificio è un elemento di potenziale climatico, all'interno del quale si devono realizzare condizioni di benessere (comfort termoigrometrico). Fortemente correlati al comfort termoigrometrico sono il benessere luminoso, e quello acustico, che non saranno trattati in questo corso ma influenzano l'analisi e la progettazione degli edifici come consumo di energia elettrica, potere isolante dermico dei pannelli fonoassorbenti, dispersioni termiche attraverso le superfici vetrate, etc.

MASTER COPY
Tel. 388/9837745

Aria umida

Si definisce aria umida una miscela di aria e vapore, che si può considerare come miscela di due soli componenti in quanto l'aria è assimilabile ad un gas (invece che ad una miscela di gas). L'aria non cambia stato alle temperature che prendiamo in esame, l'acqua (vapore) cambia invece stato.

Si definisce il titolo dell'aria umida come rapporto tra la massa di vapore e quella di aria secca (non sul totale).

$X = \frac{m_v}{m_a}$ titolo della miscela vapore-aria o umidità specifica

La pressione dell'aria umida è data dalla somma delle pressioni parziali dell'aria e del vapore, per la legge di Dalton.

$$p_0 = p_a + p_v \quad \text{con} \quad p_a = \frac{m_a R_a T}{V}$$

$$p_v = \frac{m_v R_v T}{V}$$

L'approssimazione fatta è che l'aria ed il vapore siano dei gas perfetti: per l'aria la schematizzazione è valida alle temperature considerate, per il vapore vale per le piccole pressioni parziali, e comunque solo fino al passaggio di fase.

La quantità di vapore contenuta nella miscela non può però essere